



Universidad  
Carlos III de Madrid

Grado en Ingeniería Mecánica

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Trabajo Fin de Grado

# **CLIMATIZACIÓN DE UN EDIFICIO PÚBLICO MEDIANTE SUELO RADIANTE/ REFRESCANTE**

---

Autor: David Lorbada Gordón

Tutora: Raquel Lizarte Mayo

Leganés, Junio de 2015

# ÍNDICE

<b>1 INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>4</b>
1.1 RESUMEN.....	5
1.2 OBJETIVOS.....	6
<b>2. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN. SUELO RADIANTE/REFRESCANTE .....</b>	<b>7</b>
2.1 SUELO RADIANTE .....	8
2.1.1 Componentes de la instalación .....	9
2.1.2 Tipos de suelos radiantes/ refrescantes.....	16
2.1.3 Ventajas e inconvenientes del suelo radiante/ refrescante .....	18
<b>3. CÁLCULO DE CARGA TERMICA DEL EDIFICIO.....</b>	<b>20</b>
3.1 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO .....	21
3.2 CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN. ....	23
3.2.1 Documento Básico del Ahorro de Energía DB-HE.....	23
3.3 FORMULACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA U .....	25
3.4 CÁLCULO DE LA TRANSMITANCIA U .....	26
3.4.1 Solera ( $S_1$ ).....	27
3.4.2 Techo ( $C_1$ ) .....	27
3.4.3 Fachadas ( $M_1$ ) .....	28
3.4.4 Ventanas/Puertas. ....	29
3.5 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS. ....	30
3.5.1 Condiciones interiores.....	31
3.5.2 Condiciones exteriores. ....	31
3.5.3 Cargas térmicas exteriores.....	31
3.5.3.4 Cargas térmicas por infiltración.....	33
3.5.4 Cargas térmicas interiores. ....	33
3.6 DEMANDA ANUAL DE CLIMATIZACIÓN EN EL EDIFICIO.....	39
<b>4. DISEÑO DEL SUELO RADIANTE/ REFRESCANTE .....</b>	<b>42</b>
4.1 INTRODUCCIÓN DEL DISEÑO DE SUELO RADIANTE/ REFRESCANTE.....	43
4.1.2 Parámetros de diseño .....	43
4.1.3 Definiciones.....	43
4.1.4 Curvas características .....	44
4.2 ESTABLECIMIENTO DEL PASO T DEL SISTEMA .....	44
4.3 ALGORITMO DE CÁLCULO.....	45
4.4 DIMENSIONAMIENTO DE CALEFACCIÓN.....	47
4.4.1 Establecer las condiciones iniciales.....	47
4.4.2 Condiciones límites.....	48
4.4.3 Cálculo de las curvas características .....	48
4.4.4 Cálculo de curvas límites .....	51
4.4.5 Selección del paso T para $\theta V \approx 40^\circ\text{C}$ .....	54
4.4.6 Cálculo de $\sigma$ en el resto de estancias .....	56
4.4.7 Cálculo de la temperatura de retorno.....	56
4.4.8 Temperatura media de la superficie del suelo $\theta F, m$ . ....	56
4.4.9 Cálculo del caudal de agua $mH$ .....	57
4.5 DIMENSIONAMIENTO DE REFRIGERACIÓN.....	59

4.5.1 Establecer las condiciones iniciales.....	59
4.5.2 Condiciones límite.....	59
4.5.3 Cálculo de las curvas características en verano.....	59
4.5.4 Establecer $\Delta\theta C, \lim$ .....	61
4.5.5 Obtención de la temperatura de impulsión $\theta C$ .....	62
4.5.6 Cálculo de parámetros para el resto de estancias en refrigeración.....	62
4.5.6 Temperatura de retorno $\theta R$ .....	63
4.5.7 Temperatura de retorno $\theta F, \max$ .....	63
4.5.7 Cálculo del caudal $m_H$ .....	63
4.6 LONGITUD TOTAL DEL TUBO.....	65
4.6.1 Cálculo del número de circuitos por estancia.....	65
4.6.2 Cálculo del número de colectores y longitud $l$ .....	65
4.7 PÉRDIDA DE CARGA.....	68
4.7.1 $\Delta P_{\text{cicuito}, \max}$ .....	68
4.7.2 $\Delta P_{\text{accesorios}}$ .....	71
4.7.3 $\Delta P_{\text{Bomba}} - \text{colector}$ .....	71
4.7.4 $\Delta P_{\text{colector}}$ .....	73
4.7.5 $\Delta P_{\text{altura}}$ .....	74
4.8 ESPECIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES.....	75
4.8.1 Bomba de calor aire agua.....	75
4.8.2 Bomba de impulsión.....	75
4.8.3 Tubo.....	76
4.8.4 Depósito de expansión.....	77
<b>5. COMPARATIVA CON BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE.....</b>	<b>79</b>
5.1 BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE.....	80
5.2 ELECCIÓN DE LOS EMISORES.....	81
5.3 COMPARATIVA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA.....	82
5.3.1 Diagrama $P-h$ del los distintos ciclos de compresión.....	83
5.3.2 Eficiencia energética anual.....	88
5.4 COMPARATIVA ECONÓMICA.....	92
5.4.1 Presupuesto suelo radiante.....	92
5.4.2 Presupuesto Bomba de calor aire-aire.....	94
5.4.3 Coste eléctrico anual.....	94
<b>7. CONCLUSIONES.....</b>	<b>96</b>
<b>NOMENCLATURA.....</b>	<b>98</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>107</b>

## **1 INTRODUCCIÓN**

## 1.1 Resumen

El presente proyecto tiene por objetivo el diseño de un sistema de climatización de un edificio público localizado en Madrid, mediante el sistema de suelo radiante/refrescante con bomba de calor aire-agua. Para ello se ha cumplido con las exigencias de la normativa vigente: el Código técnico de la edificación (CTE), el Reglamento de instalaciones térmicas (RITE) y la normativa de diseño de suelo radiante (UNE-EN-1264). También se realiza una comparativa en cuanto a eficiencia energética anual y coste económico con una instalación con bomba de calor aire-aire.

Se ha dividido en 6 capítulos, un apartado de nomenclatura y otro de bibliografía. En el capítulo 1 describe el objetivo del presente proyecto. En el capítulo 2 se hace una introducción a la evolución del suelo radiante. Se realiza una descripción de la partes de un sistema de climatización y se explica la composición de un sistema de suelo radiante/ refrescante mediante bomba de calor aire-agua. En el capítulo 3 se define la envolvente del edificio para que cumpla el CTE. Se realiza el cálculo de carga térmica máxima para el día más frío y el más caluroso. Se calcula la demanda térmica anual. En el capítulo 4 se realiza el diseño del suelo radiante/refrescante haciendo uso de la norma UNE-EN-1264 y se explican los componentes del sistema. En el capítulo 5 se presenta una instalación alternativa de bomba de calor aire-aire con caudal variable de refrigerante y se realiza un estudio comparativo de eficiencia energética y coste económico entre las dos instalaciones planteadas. Por último en el capítulo 6 se exponen las conclusiones obtenidas.

## 1.2 Objetivos

Este proyecto tiene por objetivo el diseño de un sistema de climatización de un edificio público localizado en Madrid, mediante el sistema de suelo radiante/refrescante con bomba de calor aire-agua. Para ello se aplicarán las exigencias de la normativa vigente: el Código técnico de la edificación (CTE), el Reglamento de instalaciones térmicas (RITE) y la normativa de diseño de suelo radiante (UNE-EN-1264). Finalmente, se llevará a cabo una comparativa de eficiencia energética y coste económico de la instalación diseñada con una instalación con bomba de calor aire-aire con fancoil.

## **2. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN. SUELO RADIANTE/REFRESCANTE**

El objetivo de la climatización de un recinto cerrado es conseguir una determinada temperatura haciendo calentar o enfriar dicho recinto. La calefacción de recintos cerrados lleva realizándose cientos de años, en cambio, es mucho más moderno la utilización de máquinas de enfriamiento.

Un sistema de calefacción o refrigeración se puede dividir en tres partes:

- **Sistema de generación:** Es la fuente de energía del sistema. Para calefacción las fuentes de calor pueden ser paneles solares, calderas, bombas de calor, mientras que para refrigeración se utilizan máquinas enfriadoras por compresión mecánica o de absorción.
- **Sistema de distribución:** Mediante una red de tuberías, conductos, bombas, etc. se hace circular un fluido caloportador hasta el recinto a calefactar.
- **Sistema de emisión:** Los emisores absorben o ceden energía al recinto a climatizar consiguiendo la temperatura de confort. Algunos ejemplos de emisores son el suelo radiante/ refrescante, radiadores, fancoil, etc.

## 2.1 Suelo radiante

Desde la época de los Romanos ya se empezó a calentar espacios cerrados, haciendo circular por debajo del pavimento los humos producidos por la combustión de carbón o madera en una chimenea u horno de forma que el calor se irradiase al pavimento. Este tipo de calefacción se denomina hipocausto.



Figura 2. 1 Sistema de calefacción hipocausto



Este sistema ha ido evolucionando a lo largo del tiempo hasta convertirse en los actuales sistemas de Climatización Invisible por suelo radiante. En los años 30 estos sistemas contaban con tuberías de acero, mientras que en la década de los 60 y 70 estas tuberías eran de cobre, existiendo un riesgo notable de corrosión y fuga de agua a lo largo del tiempo, impidiendo que dichos sistemas se convirtieran en un estándar. Con el fin de garantizar la durabilidad y el correcto funcionamiento en el tiempo de los sistemas de suelo radiante, se desarrollaron tuberías a partir de plásticos, siendo esta la solución perfecta a diferencia de sus predecesores. Este tipo de tuberías han sido diseñadas para salvar todos los inconvenientes que surgen cuando en este tipo de instalaciones se emplean tuberías de materiales diferentes:

- Deterioro
- Reducción del caudal por deposiciones
- Ruido por el paso de agua

El principio básico del sistema tradicional consiste en la impulsión de agua a media temperatura (en torno a los 40 °C en invierno y 14 °C en verano) a través de circuitos de tuberías plásticas (polietileno reticulado, PB, etc.) con barrera anti difusión de oxígeno. Estos circuitos se embeben en una capa de mortero de cemento, sobre el que se coloca un pavimento final de tipo cerámico, piedra, parquet, etc.

En invierno, el mortero absorbe el calor disipado por las tuberías y lo cede al pavimento superior que a su vez, emite esta energía hacia las paredes y techo de la habitación mediante radiación y en menor grado por convección natural.

En cambio en verano, el pavimento absorbe el calor por radiación y en parte por convección, desde las paredes y el techo, transmitiéndose a la capa de mortero y a la tubería de suelo radiante, transportándose a través del agua el calor hacia el exterior de la vivienda.

### **2.1.1 Componentes de la instalación**

---

La Figura 2. 2 muestra un esquema de los componentes de la instalación de suelo radiante/ refrescante que se va a estudiar en el presente proyecto:

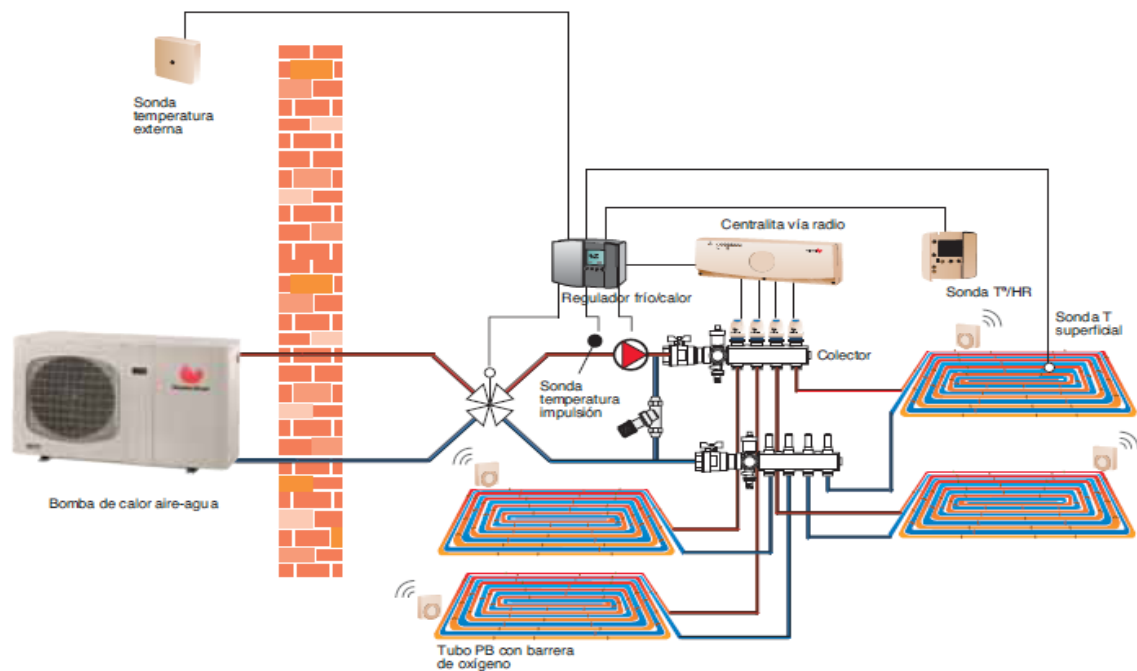


Figura 2. 2 Esquema suelo radiante/refrescante [ 9 ]

## **Bomba de calor aire agua**

Para aplicaciones de suelo radiante/refrescante se usa bombas de calor aire-agua que son de los sistemas más eficientes energéticamente del mercado, además de tener la particularidad de poder calentar o enfriar el fluido caloportador según las necesidades del sistema con una misma máquina.

La bomba de calor permite enfriar o calentar un fluido, (en el presente proyecto agua) que es el medio de transmisión entre la fuente y el local a climatizar. Debido a que el sistema de suelo radiante/refrescante trabaja a unas temperaturas de impulsión del agua en invierno entre 35 y 45°C, y en verano entre 12 y 15°C, hace que estas máquinas sean idóneas para estos sistema de climatización, consiguiendo un ahorro de energía y mayor capacidad de la máquina.

## **Distribución**

El fluido caloportador es impulsado mediante una bomba hidráulica a través de una red de tuberías donde se distribuye a cada estancia mediante colectores (Figura 2. 3). El conjunto colector incorpora una serie de elementos para su correcto funcionamiento:

- *Purgadores* para extraer el aire contenido en la red de tuberías que dificulta la circulación del agua y disminuye la transmisión de calor.

- *Válvulas de llenado y vaciado.*
- *Válvulas de ida* que permiten abrir o cerrar el paso de agua a los circuitos en función de la temperatura alcanzada en el local mediante un termostato ambiente en la estancia.
- *Reguladores de caudal* de lectura directa que permiten ajustar fácilmente el caudal adecuado en cada circuito.
- *Termómetros*, tanto en la ida como en el retorno para la comprobación visual de las temperaturas del sistema.

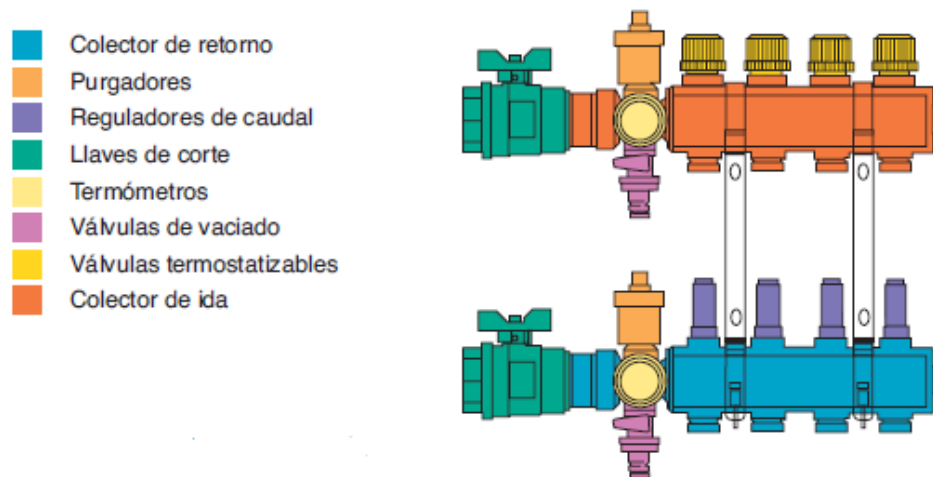


Figura 2. 3 Componentes del conjunto colector

### **Elemento emisor**

En la Figura 2. 4 se muestra la composición del suelo radiante/ refrescante. Posteriormente se describirán cada uno de sus componentes:

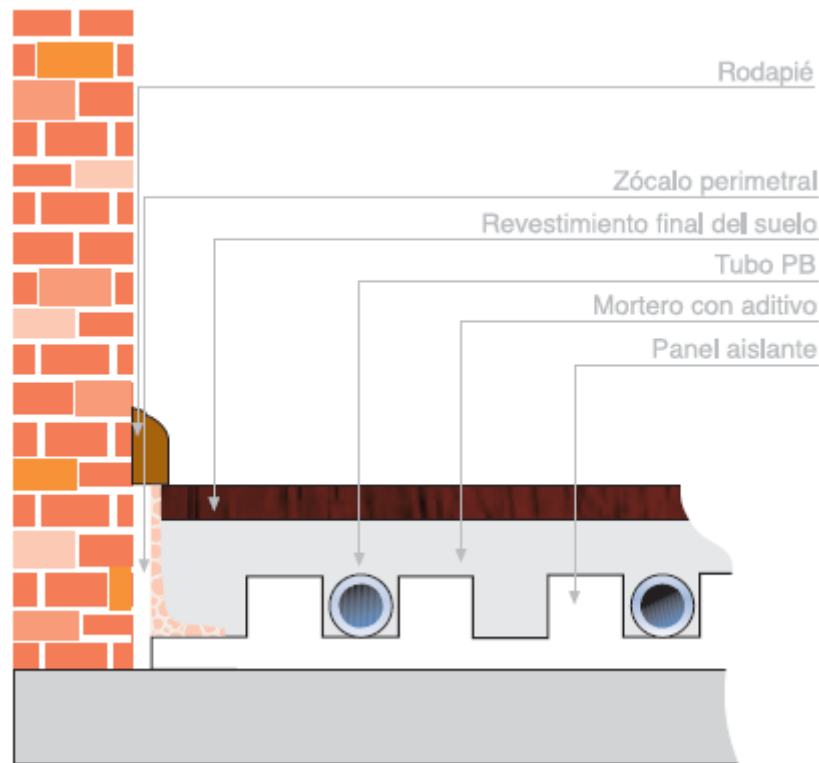


Figura 2. 4 Elementos del elemento emisor

**Tubo:** Es el elemento principal del conjunto emisor. Generalmente, en el sistema de suelo radiante/ refrescante es común el uso de tuberías plásticas con barrera de anti-oxígeno que hace favorecer la estanqueidad de la tubería, a la vez que se disminuye la oxidación del mismo. A continuación se describen algunos de los modelos de tuberías más comunes:

**Tubería de polietileno reticulado (PE-X):** Tubería de polietileno reticulado de alta densidad, cuyas propiedades mecánicas son:

- Gran resistencia térmica en condiciones de presión elevada.
- Gran facilidad de manejo.
- Muy flexible, permite operar con ella en cualquier condición.
- Alta resistencia a la erosión. Permite velocidades elevadas de circulación.
- Resistente a los impactos debido a la elasticidad del material.

**Tubería de polibutileno (PB):** Está realizada en polibutileno (polímero termoplástico cristalizado). Tiene las siguientes propiedades mecánicas:

- Gran facilidad de manejo.
- Tubería muy flexible, puede trabajar en severas condiciones.
- Resistente a los impactos debido a la elasticidad del material.

- Tiene un índice de rigidez y fragilidad bajo, es improbable que se produzcan reventones.
- Reciclable. El PB es un material completamente reciclable, por lo tanto con un bajo impacto ambiental.

Las prestaciones que presentan los tubos descritos anteriormente son muy similares y los dos perfectamente válidos para el sistema de suelo radiante/refrescante.

Un punto a tener en cuenta a la hora del montaje del tubo en la estancia a climatizar, es el modo de montaje de la tubería sobre la superficie de la estancia, ya que afecta considerablemente a la distribución de temperatura sobre el suelo. Existen tres tipos de distribuciones:

- **En serpentín:** La distribución del tubo empieza por un extremo del local y termina en el extremo opuesto avanzando en líneas paralelas equidistantes una de otras. Esta distribución es la más sencilla pero presenta una gran inconveniente, la distribución de temperatura es poco uniforme a lo largo de la estancia, véase Figura 2. 5 . Esto es debido a que el agua se va enfriando a lo largo del circuito. Se puede usar en estancias pequeñas, aunque es la distribución menos utilizada.

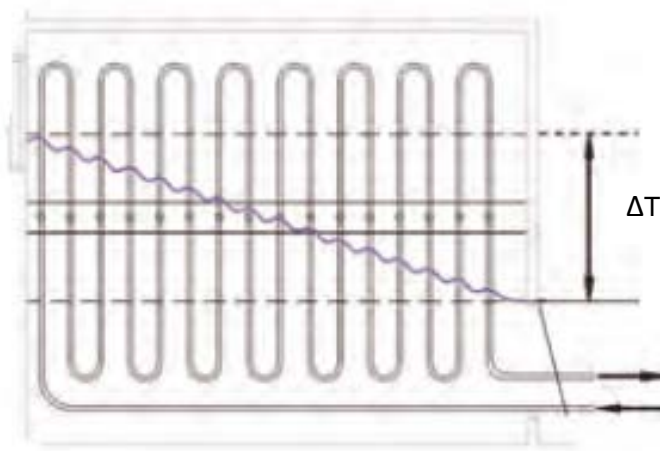


Figura 2. 5 Circuito en serpentín

- **En doble serpentín:** Al igual que la distribución en serpentín, se va de un extremo a otro de la estancia, avanzando en líneas paralelas equidistantes una de otras pero dejando huecos donde van colocadas las líneas de retorno hasta llegar otra vez al punto de partida. Con ésta distribución se reduce la caída de temperatura a lo largo de la estancia. Es utilizado en estancias con grandes superficies. Presenta el inconveniente de que posee pequeños radios de curvatura.

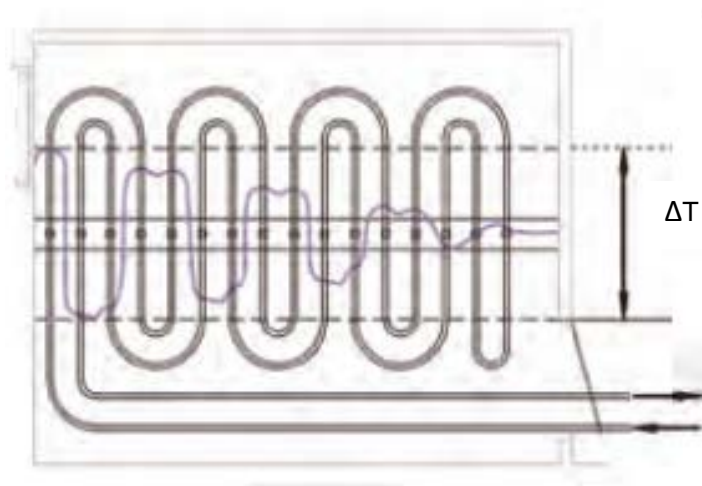


Figura 2. 6 Circuito en doble serpentin

- **En espiral:** se realiza en forma de espiral de forma cuadrada o rectangular empezando por un extremo y avanzando de fuera de la estancia hacia el centro de la misma dejando huecos para volver al punto de partida. Este tipo de distribución de tubo es el que mantiene más uniforme la temperatura en toda la estancia, ya que se alterna un tubo de ida con un tubo de retorno. Es el más utilizado y el que se usará en el presente proyecto.

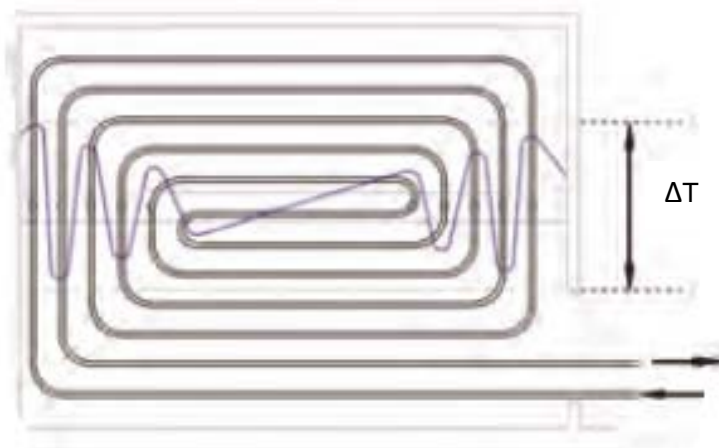


Figura 2. 7 Circuito en espiral

**Materiales aislantes:** La resistencia térmica de este material aislante permite maximizar esa transmisión de calor hacia el local ubicado por encima de ella. La colocación de estas placas aislantes debe efectuarse de modo que las juntas entre los

paneles no estén alineadas unas con otras. La banda de zócalo perimetral se sitúa a lo largo de las paredes permitiendo el movimiento de la placa y evitando las pérdidas de calor en el perímetro del local. El babero plástico adherido a ella se coloca sobre las planchas aislantes, de modo que se impida cualquier filtración de mortero entre el zócalo y las planchas. La parte superior del zócalo perimetral no debe cortarse hasta que se haya completado el recubrimiento del suelo. La aplicación de este tipo de instalación requiere de unos niveles mínimos de aislamiento en la vivienda para su correcto funcionamiento.

**Losa de mortero:** La placa de mortero rodea a los tubos, almacena y transmite el calor cedido por el agua que circula a través de los mismos. El espesor mínimo de esta capa por encima de los tubos, según indicación de la norma UNE-1264 y por razones de ejecución, debe ser de 30mm como mínimo. Es recomendable el empleo de aditivos que fluidifican mortero, lo que permite un perfecto recubrimiento de los tubos y evita posibles bolsas de aire que afectan negativamente a la transmisión de calor.

**Recubrimiento del suelo:** Los sistemas de climatización por suelo radiante/refrescante permiten el empleo de cualquier tipo de pavimento, sin embargo, y como es lógico, su comportamiento ante la transmisión de calor diferirá en relación a los diferentes coeficientes de conductividad térmica.

## **Regulación de la instalación**

Los elementos de regulación constituyen una parte muy importante de la instalación. Los parámetros de funcionamiento deben ajustarse para optimizar el comportamiento de la instalación tanto desde el punto de vista del confort como del ahorro energético. Las ventajas de la regulación son múltiples. Permite adaptar el funcionamiento de la instalación a las variaciones de las condiciones exteriores teniendo en cuenta la inercia propia de la instalación. Ajusta los parámetros al nivel de confort definido por el usuario. Controla la formación de condensaciones sobre la superficie del suelo, requisito importante en periodo de refrigeración. Para una instalación de climatización por suelo radiante/ refrescante permiten actuar sobre dos parámetros, la temperatura de impulsión del agua a la instalación y la temperatura del suelo. Para la regulación de la temperatura de impulsión y control de condensaciones los componentes de la instalación son:

- Regulador de frío calor
- Válvula de 4 vías motorizada
- Sonda de temperatura de impulsión
- Sonda de temperatura exterior
- Sonda de temperatura superficial
- Control de temperatura/humedad relativa

En cuanto al control de la temperatura ambiente, los elementos son:

- Centralita de control vía radio
- Termostatos vía radio
- Antena
- Válvulas termoelectricas
- 

### 2.1.2 Tipos de suelos radiantes/ refrescantes

Existen distintas estructuras de suelo radiante. A continuación se describirán los más importantes.

**TIPO A Y C** → Son sistemas en el que los tubos están embebidos dentro de una capa de mortero (placa) entre el forjado y el revestimiento del suelo. Éste es el sistema de suelo radiante con mayor antigüedad y el más económico.

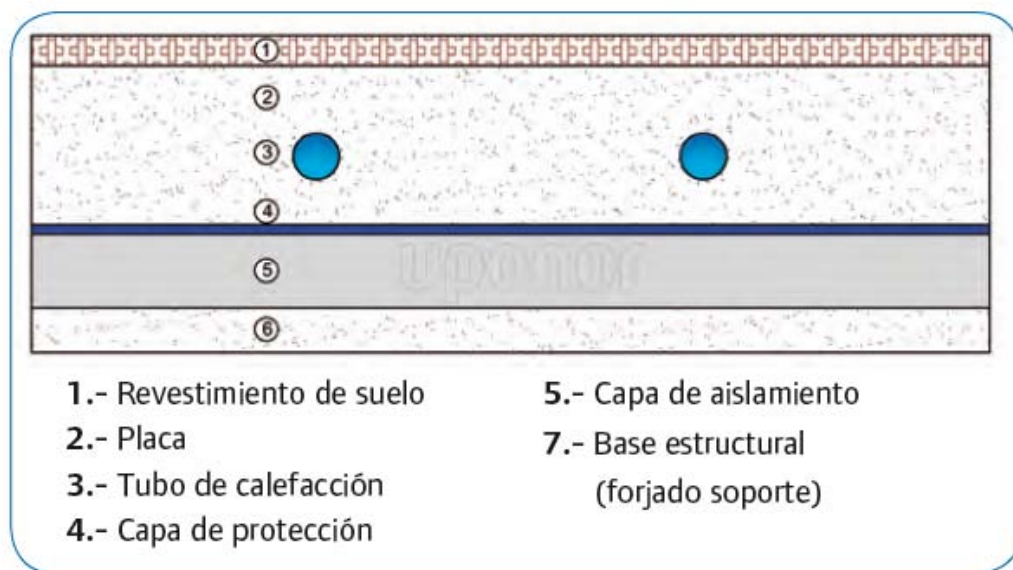


Figura 4. 1 Estructura suelo radiante tipo A y C

**TIPO B** → Son sistemas donde los tubos están situados en la capa de aislamiento, quedando la capa de mortero por encima, donde se interponen unos difusores para optimizar la transferencia de calor a la capa de mortero. A continuación se puede observar la disposición en la siguiente figura:



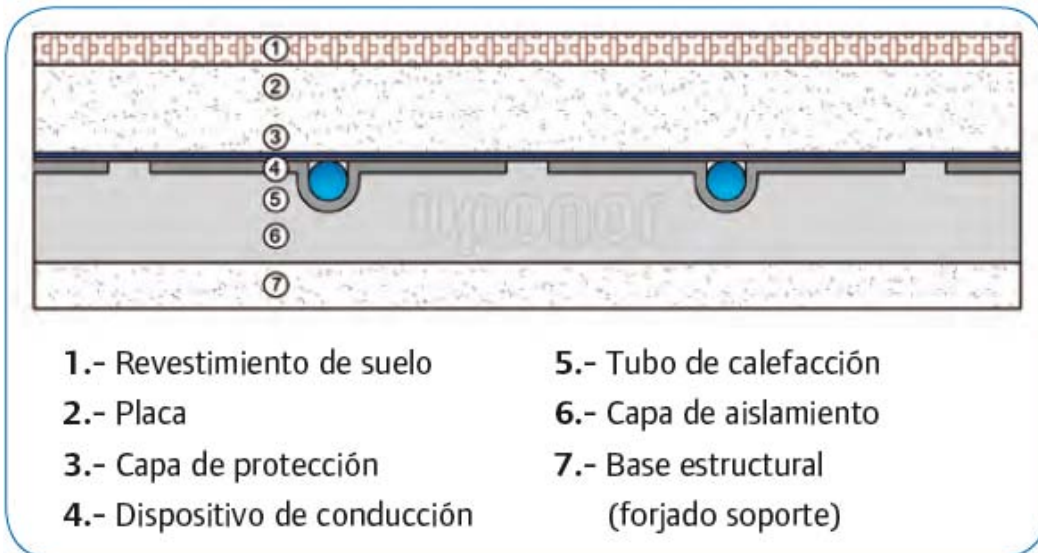


Figura 4. 2 Sistema con los tubos por debajo del pavimento tipo B

**TIPO D** → También es conocida este tipo de estructura como de secciones planas, son sistemas con circulación paralela y/o flujo transversal en toda la superficie.

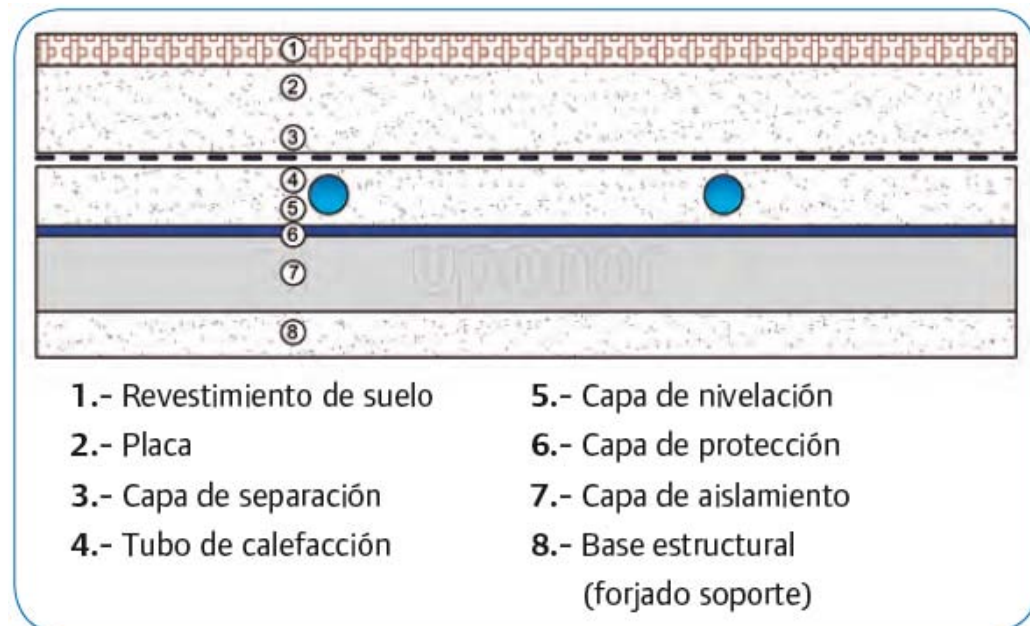


Figura 4. 3 Sistema con secciones planas

#### Ventajas

El suelo radiante/ refrescante entre sus mayores ventajas respecto a otros sistemas de climatización son:

- **Confort de los ocupantes:** Según el RITE [ 5 ] la temperatura de confort se establece entre 21 y 23 °C en invierno y 23 y 25 °C en verano, mientras que la Norma UNE-1264 [ 3 ] establece una temperatura de 20°C para invierno y 26 °C para verano. Estas diferencias de temperatura en el diseño hará que disminuya la demanda energética. Además, debido a que la cesión o absorción del calor se hace sobre toda la superficie del suelo, hace que sea más uniforme la temperatura en la estancia que con otros sistemas. En la siguiente figura se ve una comparativa de la curva ideal de calefacción con distintos sistemas de climatización: suelo radiante, radiadores y aire caliente (fancoil).

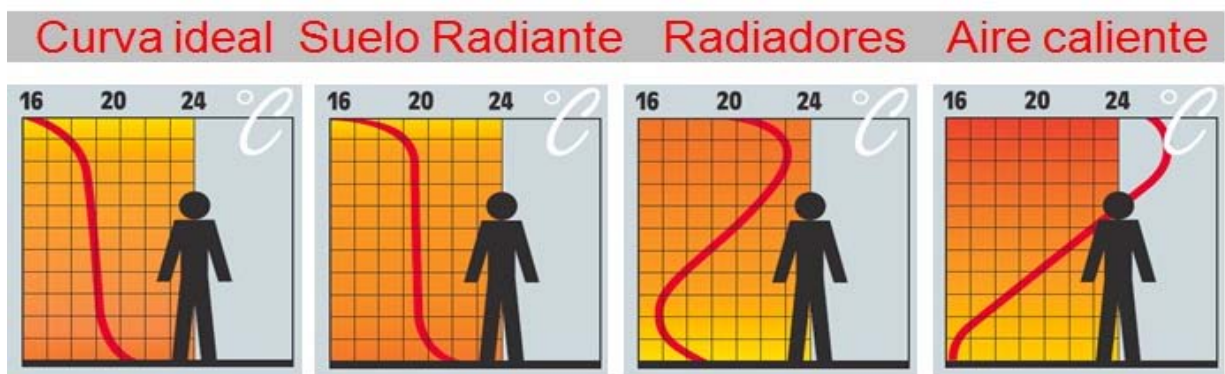


Figura 2. 8 Comparativa de curvas de temperaturas

- **Eficiencia energética:** Al necesitar unas temperaturas de impulsión del fluido caloportador más bajas en invierno (entre 35 y 45 °C) y en verano más altas (entre 12 y 16 °C) respecto a los sistemas convencionales (por radiadores en invierno 70°C aproximadamente y en verano de 7°C por sistemas con fancoil) hace que la eficiencia energética aumente.
- **Saludable:** Debido a la ausencia de convecciones forzadas (fancoil), se reduce el movimiento de polvo en la estancia. Además el bajo grado de humedad conseguido evita la aparición de ácaros y el desarrollo de alergias.
- **Ecológico:** Debido a la baja temperatura de operación, se puede combinar con fuentes de energías renovables a baja temperatura, como es la solar o geotérmica.

- **Compatibilidad:** Es compatible con cualquier tipo de suelo y fuente de energía.

### **Desventajas:**

- **Construcción:** Requiere una reforma integral en el suelo del edificio (si no es de nueva construcción).
- **Averías:** Si se produjera alguna rotura de los tubos emisores habría que levantar parte del suelo para su reparación.
- **Tiempo de acondicionamiento:** Respecto a otros sistemas de climatización, como el fancoil, el suelo radiante requiere de más tiempo para alcanzar la temperatura de confort, debido a que depende en gran parte de la inercia térmica.

El sistema de climatización es aplicable a multitud de edificaciones:

- Oficinas.
- Viviendas unifamiliares.
- Edificios públicos.
- Edificios industriales.

A continuación se enumeran algunos edificios que tienen instalado un sistema de suelo radiante/refrescante [ 10 ]:

- Edificio de los jardines del parque nacional de Singapur.
- Hospital Rey Juan Carlos.
- Fábrica en Daimiel, Ciudad Real de la empresa Vestas.

### **3. CÁLCULO DE CARGA TERMICA DEL EDIFICIO**

### 3.1 Descripción del edificio

El edificio situado en Madrid consta de dos plantas (a climatizar) y un sótano (no climatizado), la superficie de la planta baja es de 357,54 m<sup>2</sup> y la primera de 297,61 m<sup>2</sup>, haciendo un total de 655,15 m<sup>2</sup>. La altura por planta es de 3 metros y el uso del edificio está destinado a la docencia. Está compuesto por 31 estancias:

- 4 Aulas de docencia.
- 4 salas de reuniones.
- 1 cafetería.
- 5 aseos.
- 2 recepciones.
- 15 despachos.

A continuación se muestra la disposición de cada planta con las estancias numeradas:

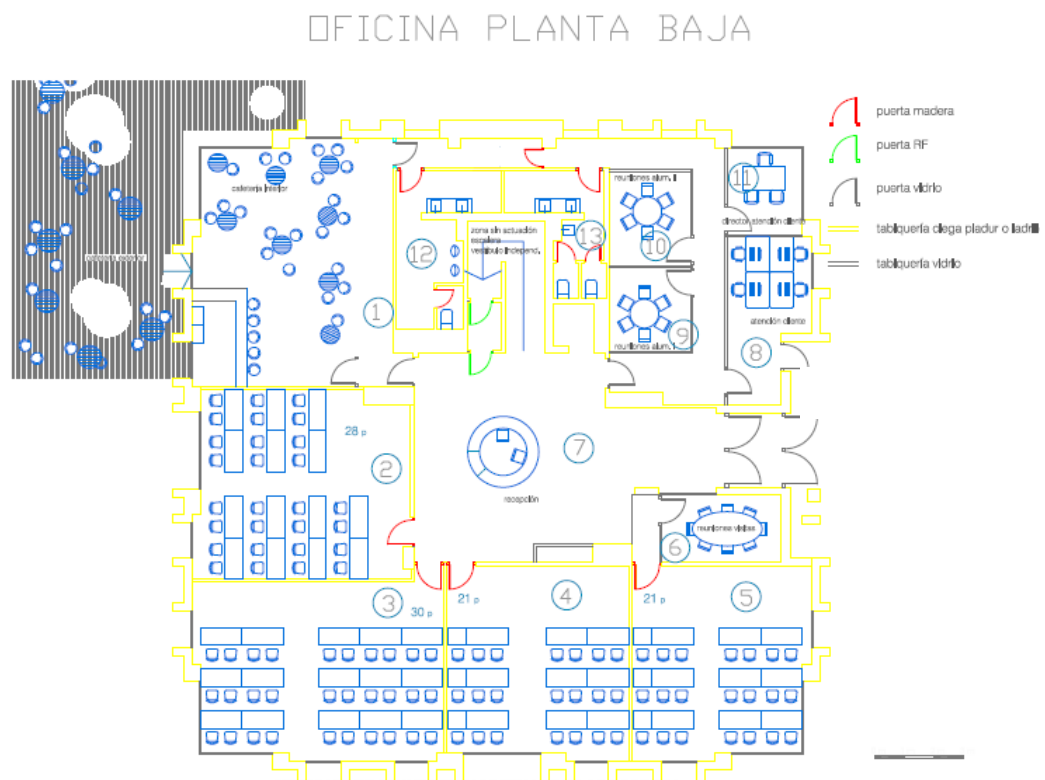


Figura 3. 1 Plano planta baja

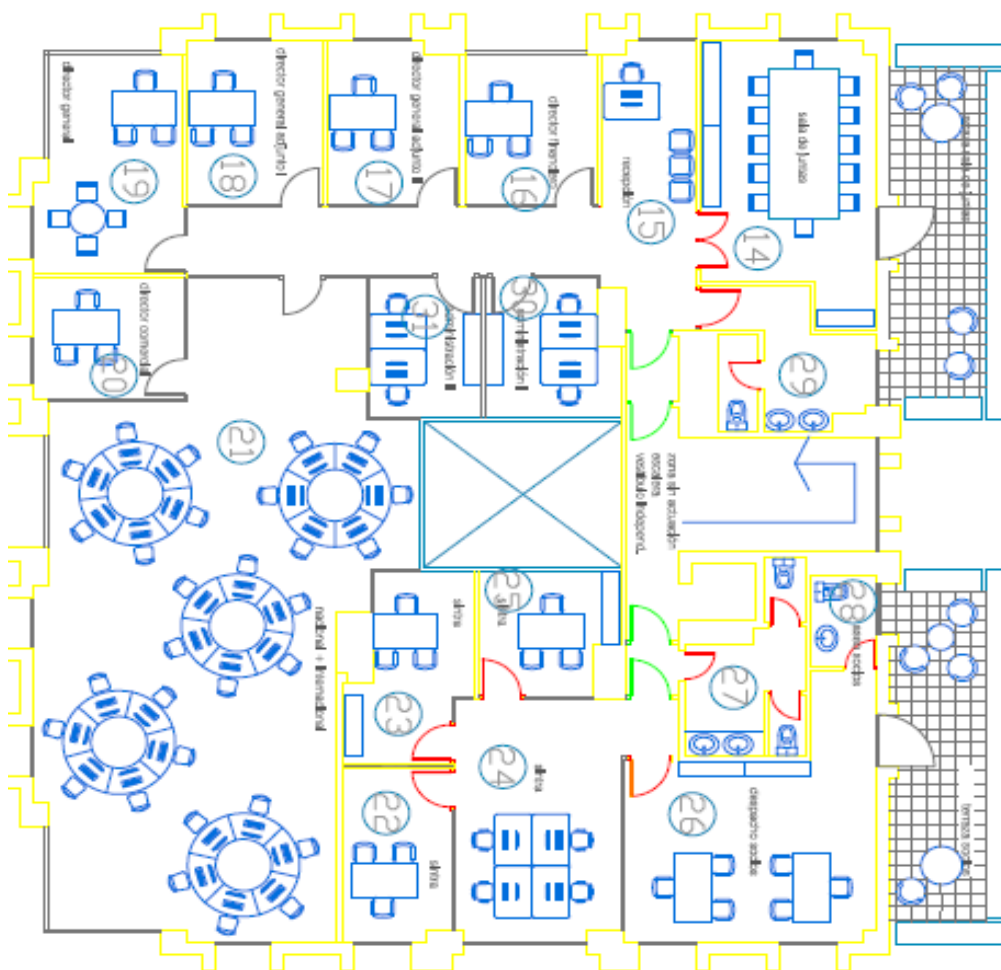


Figura 3. 2 Plano primera planta

A continuación se muestra una tabla con las superficies por estancia:

PLANTA	ESTANCIA	$S_{\text{suelo}} [\text{m}^2]$
<b>PLANTA BAJA</b>	1	55,73
	2	45,22
	3	50,19
	4	39,53
	5	37,90
	6	9,30
	7	64,74
	8	13,67
	11	7,65
	9	7,86
	10	8,71
	12	11,77
	13	7,02

Tabla 3. 1 Superficies de la planta baja

PLANTA	ESTANCIA	S <sub>suelo</sub> [m <sup>2</sup> ]
<b>PLANTA PRIMERA</b>	14	22,34
	15	12,90
	16	9,84
	17	10,48
	18	10,98
	19	15,50
	21	96,63
	20	8,97
	22	9,25
	24	20,01
	26	25,53
	28	7,07
	29	7,45
	30	8,75
	31	7,83
	23	10,13
	25	8,13
	27	5,82

Tabla 3. 2 Superficies de la primera planta

## 3.2 Código técnico de la edificación.

Es el marco normativo que regula las exigencias mínimas de calidad de construcción que tienen que cumplir los edificios que se construyen en España, así como los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad exigidas por la ley, cuya entrada en vigor fue en 2006.

El código Técnico de la Edificación [ 1 ] (en adelante CTE), se compone de una serie de normativas, conocidas como Documentos Básicos (DB). Para la elaboración del presente proyecto se hará uso del documento básico del Ahorro de Energía (DB-HE).

### 3.2.1 Documento Básico del Ahorro de Energía DB-HE.

El objetivo del DB-HE es hacer que los edificios tengan un uso adecuado de la energía consumida, consiguiendo un ahorro en la misma, y a la vez, satisfacer las necesidades de los ocupantes.

A continuación se describe la parte 1 de este Documento Básico, ya que es el que se necesitará aplicar para la elaboración del proyecto.

### 3.2.1.1 Limitación de la demanda energética.

En este apartado se establecen las normas para garantizar que la demanda energética del edificio a través de la envolvente esté dentro de unos parámetros establecidos por el CTE [ 1 ], teniendo en cuenta la zona climática donde se encuentra situado el edificio.

Estas zonas climáticas las establece según la adversidad de las condiciones climáticas de la zona. A cada zona se le asigna una letra y un número, donde la letra hace referencia a la agresividad del clima en invierno, (desde la letra A hasta la E), mientras que el número hace referencia a la climatología en verano ( desde 1 hasta 4).

La siguiente figura muestra una tabla donde se recogen las zonas climáticas divididas por capitales de provincia:

Zonas climáticas Península Ibérica																		
Capital	Z.C.	Altitud	A4	A3	A2	A1	B4	B3	B2	B1	C4	C3	C2	C1	D3	D2	D1	E1
Albacete	D3	677										h < 450			h < 950			h ≥ 950
Alicante/Alacant	B4	7					h < 250					h < 700			h ≥ 700			
Almería	A4	0	h < 100				h < 250	h < 400				h < 800			h ≥ 800			
Ávila	E1	1054														h < 550	h < 850	h ≥ 850
Badajoz	C4	168									h < 400	h < 450			h ≥ 450			
Barcelona	C2	1											h < 250			h < 450	h < 750	h ≥ 750
Bilbao/Bilbo	C1	214												h < 250			h ≥ 250	
Burgos	E1	861															h < 600	h ≥ 600
Cáceres	C4	385									h < 600				h < 1050			h ≥ 1050
Cádiz	A3	0		h < 150				h < 450				h < 600	h < 850			h ≥ 850		
Castellón/Castelló	B3	18						h < 50				h < 500			h < 600	h < 1000		h ≥ 1000
Ceuta	B3	0						h < 50										
Ciudad Real	D3	630									h < 450	h < 500			h ≥ 500			
Córdoba	B4	113					h < 150				h < 550				h ≥ 550			
Coruña, La/ A Coruña	C1	0												h < 200			h ≥ 200	
Cuenca	D2	975													h < 800	h < 1050		h ≥ 1050
Gerona/Girona	D2	143											h < 100			h < 600		h ≥ 600
Granada	C3	754	h < 50				h < 350				h < 600	h < 800			h < 1300			h ≥ 1300
Guadalajara	D3	708													h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Huelva	A4	50	h < 50				h < 150	h < 350				h < 800			h ≥ 800			
Huesca	D2	432										h < 200			h < 400	h < 700		h ≥ 700
Jaén	C4	436					h < 350				h < 750				h < 1250			h ≥ 1250
León	E1	346																h < 1250
Lérida/Lleida	D3	131										h < 100			h < 600			h ≥ 600
Logroño	D2	379											h < 200			h < 700		h ≥ 700
Lugo	D1	412															h < 500	h ≥ 500
Madrid	D3	589										h < 500			h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Málaga	A3	0						h < 300				h < 700			h ≥ 700			
Melilla	A3	130																
Murcia	B3	25					h < 100					h < 550			h ≥ 550			
Orense/Ourense	D2	327										h < 150	h < 300			h < 800		h ≥ 800

Figura 3. 3 Zonas climáticas

La zona climática de Madrid capital, lugar donde se encuentra el edificio es D3.



### 3.3 Formulación para el cálculo de la transmitancia U

El coeficiente de transmitancia U, es una medida física que da un valor sobre la capacidad de la pared a impedir el flujo de calor entre el interior y el exterior de la vivienda. También se puede definir como la inversa de la resistencia térmica. La ecuación matemática que la define es:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (1)$$

Donde  $R_t$ :

$$R_t = \frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2)$$

Donde:

- U → Transmitancia térmica [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ];
- $e_i$  → Espesor [m];
- $\lambda_i$  → Conductividad térmica [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ];
- $h_{int}$  → Coeficiente de convección interior [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ];
- $h_{ext}$  → Coeficiente de convección exterior [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ];

Las resistencias de convección exterior e interior se han extraído de la norma básica de la edificación NBE-CT-79 [ 2 ].

El CTE establece unos valores límites de U para cada zona climática, donde el edificio a proyectar siempre tiene que tener valores iguales o menores a los establecidos para que cumpla lo dictado por el CTE.

Se puede ver en la siguiente tabla los valores límites que rige esta zona:

#### D.2.15 ZONA CLIMÁTICA D3

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	$U_{lim}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de suelos	$U_{slim}: 0,49 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de cubiertas	$U_{clim}: 0,38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Factor solar modificado límite de lucernarios	$F_{lim}: 0,28$

% de huecos	Transmitancia límite de huecos $U_{Hlim} \text{ W/m}^2 \text{ K}$				Factor solar modificado límite de huecos $F_{Hlim}$					
					Baja carga interna			Alta carga interna		
	N/NE/NO	E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO
de 0 a 10	3,5	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 11 a 20	3,0	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 21 a 30	2,5	2,9	3,5	3,5	-	-	-	0,54	-	0,57
de 31 a 40	2,2	2,6	3,4	3,4	-	-	-	0,42	0,58	0,45
de 41 a 50	2,1	2,5	3,2	3,2	0,50	-	0,53	0,35	0,49	0,37
de 51 a 60	1,9	2,3	3,0	3,0	0,42	0,61	0,46	0,30	0,43	0,32

Figura 3. 4 Transmitancias límites [ 1 ]

### 3.4 Cálculo de la transmitancia U

Para obtener U es necesario definir la envolvente del edificio. En la Figura 3. 5 se muestra un ejemplo de envolvente:

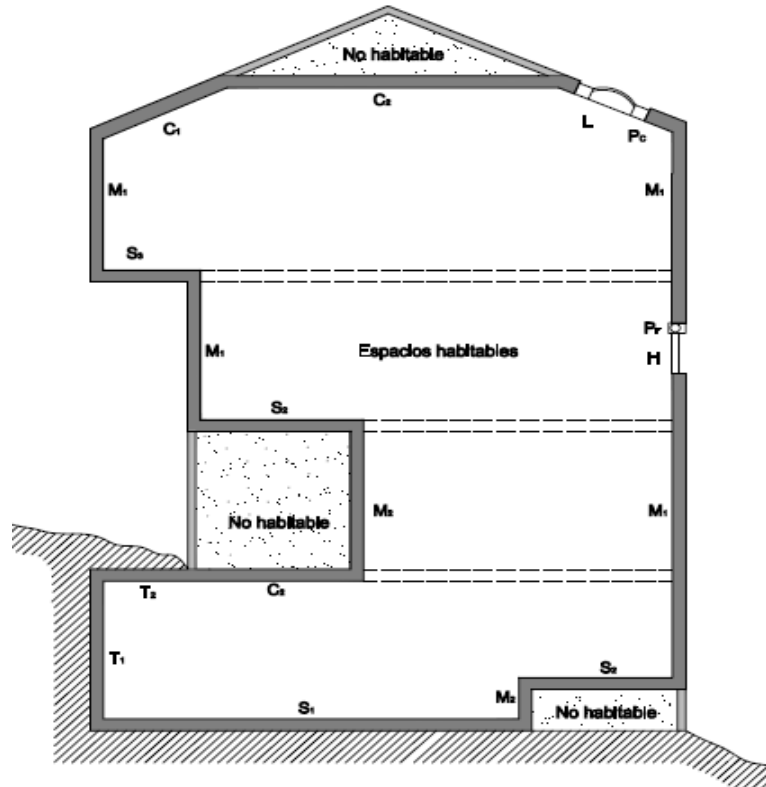


Figura 3. 5 Representación de una envolvente genérica

La envolvente está compuesta por distintos tipos de cerramientos:

- Solera ( $S_1$ ).
- Techo ( $C_1$ ).
- Fachadas ( $M_1$ )
- Ventanas/Puertas.

A continuación se expone el cálculo detallado de cada uno de los cerramientos por separado y su posterior comprobación de los valores obtenidos con los valores límites impuestos en el CTE [ 1 ].

### 3.4.1 Solera (S<sub>1</sub>)

La siguiente tabla recoge la composición de la solera y las resistencias térmicas de cada componente.

CAPAS	ESPESOR [m]	CONDUCTIVIDAD $\lambda$ [W/m K]	RESISTENCIA [m <sup>2</sup> K/W]
Hormigón armado	0,2	0,19	1,05
Mortero de cemento	0,05	1,4	0,03
Aislante porta tubos	0,033	0,031	1,06
Baldosa	0,01	0,2	0,05
Convección interior			0,17

Tabla 3. 3 Resistencias térmicas de la solera

Dando como resultado:

$$R_{suelo} = 2,3229 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Obteniendo un valor de transmitancia en la solera de:

$$U_{solera} = \frac{1}{R_{suelo}} = 0,43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Comparando el coeficiente de transmisión con el valor límite que dicta el CTE, se comprueba que el valor obtenido está dentro de los límites establecidos:

$$U_{solera} \leq U_{lim.solera} \Rightarrow 0,43 \leq 0,49 \quad \text{Cumple el CTE.}$$

### 3.4.2 Techo (C<sub>1</sub>)

La siguiente tabla muestra la composición del techo y sus resistencias térmicas:

CAPAS	ESPESOR [m]	CONDUCTIVIDAD $\lambda$ [W/m K]	RESISTENCIA [m <sup>2</sup> K/W]
Convección exterior			0,04
Betún	0,015	0,17	0,08
Capa de compresión	0,08	0,19	0,42
Bovedilla EPS	0,3	0,046	6,52
Morteros de cal	0,02	0,87	0,02
Convección interior			0,17

Tabla 3. 4 Resistencias térmicas del techo

Se obtiene:

$$R_{techo} = 7,194 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

El coeficiente de transmitancia es:

$$U_{techo} = \frac{1}{R_{techo}} = 0,139 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Comparando el coeficiente de transmisión con el valor límite que dicta el CTE, se comprueba que el valor obtenido está dentro de los límites establecidos:

$$U_{techo} \leq U_{lim.techo} \Rightarrow 0,139 \leq 0,38 \quad \text{Cumple el CTE.}$$

### 3.4.3 Fachadas (M<sub>1</sub>)

En la siguiente tabla se puede observar la composición de las fachadas del edificio:

CAPAS	ESPESOR [m]	CONDUCTIVIDAD $\lambda$ [W/m K]	RESISTENCIA [m <sup>2</sup> K/W]
Convección exterior			0,06
Ladrillo hueco	0,125	0,49	0,25
Aislante	0,03	0,038	0,78
Ladrillo hueco	0,125	0,49	0,25
Morteros de cal	0,05	0,87	0,57
Convección interior			0,11

Tabla 3. 5 Resistencias térmicas las fachadas

La resistencia de los muros es:

$$R_{muros} = 1,527 \text{ m}^2 K/W$$

Obteniendo así un coeficiente de transmisión de:

$$U_{muros} = 0,654 \text{ W/m}^2 K$$

Donde

$$U_{lim.muros} = 0,66 \text{ W/m}^2 K$$

Por tanto:

$$U_{muros} \leq U_{lim.muros} \Rightarrow 0,65 \leq 0,66 \quad \text{Cumple el CTE.}$$

#### 3.4.4 Ventanas/Puertas.

Las puertas exteriores son acristaladas, por tanto, la composición de las ventanas y puertas es la misma. En la tabla siguiente se muestra la composición y resistencias térmicas de este tipo de cerramiento:

CAPAS	ESPESOR [m]	CONDUCTIVIDAD $\lambda$ [W/m K]	RESISTENCIA [m <sup>2</sup> K/W]
Convección exterior			0,06
Cristal interior	0,004	0,95	0,00421
Cámara de aire	0,025	0,023	1,08
Cristal exterior	0,006	0,95	0,00631
Convección interior			0,11

Tabla 3. 6 Resistencias térmicas de ventanas

Siendo la resistencia térmica obtenida:

$$R_{ventanas} = 0,615 \text{ m}^2 K/W$$

Teniendo un coeficiente de transmisión de:

$$U_{\text{ventanas}} = 1,625 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Donde:

$$U_{\text{lim.ventanas}} = 2,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Por tanto cumple el CTE:

$$U_{\text{ventanas}} \leq U_{\text{lim.ventanas}} \Rightarrow 1,62 \leq 2,2$$

### 3.5 Cálculo de cargas térmicas.

Las cargas térmicas que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar el sistema de climatización de un edificio se pueden clasificar en interiores y exteriores,

#### **Las exteriores son:**

- Transmisión.
- Radiación.
- Renovación.
- Infiltración.

#### **Las interiores son:**

- Iluminación.
- Equipos.
- Personas.

Para el sistema funcionando en modo de calefacción, las cargas que se van a contabilizar en el diseño son la carga térmica por transmisión, renovación e infiltración. No se contabilizarán las interiores por aportar calor al edificio.

En cambio para refrigeración habrá que tener en cuenta las cargas que aportan calor al sistema, por tanto, se contabilizan todas las cargas enumeradas (tanto exteriores como interiores), ya que todas ayudan a incrementar la temperatura de la sala. En puntos posteriores se explican detalladamente las cargas térmicas enumeradas anteriormente.

Para poder obtener el cálculo de las cargas térmicas se han de establecer las condiciones interiores y exteriores de diseño.

### 3.5.1 Condiciones interiores.

---

Para establecer las temperaturas interiores del edificio tanto en verano como en invierno, se ha recurrido a la norma UNE-EN-1264 [ 3 ], la cual regula los diseños de calefacción y refrigeración mediante suelo radiante/ refrescante.

Dicha norma establece una temperatura interior de confort para el sistema funcionando en modo de calefacción de **20°C** y **26°C** para refrigeración.

### 3.5.2 Condiciones exteriores.

---

Para obtener las temperaturas exteriores más desfavorables, se ha recurrido al documento de apoyo del CTE [ 1 ]. En este documento se recogen las temperaturas de un año en función del clima de referencia para la localidad de Madrid. La temperatura ambiente mínima es **-5.1°C** (el 14 de Febrero). La temperatura ambiente máxima que recoge el documento de apoyo del CTE es de **37°C** (el 21 de Julio). En cuanto a la temperatura del terreno se ha considerado una temperatura de **16°C**, dato extraído del estudio realizado por INGEOSOLUM [ 4 ] .

### 3.5.3 Cargas térmicas exteriores.

---

#### 3.5.3.1 Cargas térmicas por transmisión.

---

Para el cálculo de la carga térmica por transmisión, la formulación matemática que la describe es la siguiente:

$$Q = UA\Delta T \quad (3)$$

Donde:

$Q \rightarrow$  Potencia térmica [W].

$U \rightarrow$  Coeficiente de transmitancia [ $W/m^2 K$ ].

$A \rightarrow$  Superficie del cerramiento en contacto con el exterior [ $m^2$ ] .

$\Delta T \rightarrow$  Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior [°C].

### 3.5.3.2 Cargas térmicas por radiación.

La carga debida a la radiación producida por la incidencia del sol en el edificio se ha considerado en un 10% de la carga térmica de la envolvente para refrigeración.

### 3.5.3.3 Cargas térmicas por renovación.

Para el cálculo de la potencia térmica requerida por la renovación del aire del edificio, es necesario obtener la calidad de aire deseada, dato que se ha extraído del RITE [ 5 ].

Para el cálculo de la carga térmica sensible se seguirá la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ventilación.sen}} = \dot{m}_{\text{tot}} \cdot C_{p.\text{aire}} \cdot \Delta T \quad (4)$$

Donde:

$\dot{m}_t \rightarrow$  gasto másico total de aire [Kg/s].

$C_{p.\text{aire}} \rightarrow$  Calor específico del aire [J/Kg K].

$\Delta T \rightarrow$  Diferencia de temperatura entre la temperatura de confort y la temperatura del exterior [°C].

Siguiendo el RITE, dicta que el edificio del presente proyecto tiene una catalogación de aire interior IDA 2. Según esta catalogación el caudal de aire necesario por persona es de 12 l/s.

El número de personas (192) que ocupan el edificio y sabiendo la densidad del aire ( $\rho_{\text{aire}} = 1,15 \text{ Kg/m}^3$ ) se puede calcular la potencia por ventilación.

La carga térmica latente se calculará aplicando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ventilación.lat}} = \dot{m}_{\text{tot}} \cdot h_{fg} \cdot (ws_e - ws_i) \quad (5)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{tot}} \rightarrow$  Flujo másico [Kg/s].

$h_{fg} \rightarrow$  Calor latente de evaporación del agua con un valor de  $2257 \times 10^3$  J/Kg.



$ws_e \rightarrow$  Humedad específica del aire exterior cuyo valor es de 0,011 [Kg<sub>vapor</sub>/Kg<sub>aire húmedo</sub>] para una  $T_{ext} = 32^\circ\text{C}$  y una humedad relativa del 35%.

$ws_i \rightarrow$  Humedad específica del aire interior cuyo valor es de 0,01 [Kg<sub>vapor</sub>/Kg<sub>aire húmedo</sub>] para una  $T_{int} = 26^\circ\text{C}$  y una humedad relativa del 50%.

A continuación se muestra el diagrama psicrométrico con la obtención de las dos medidas:

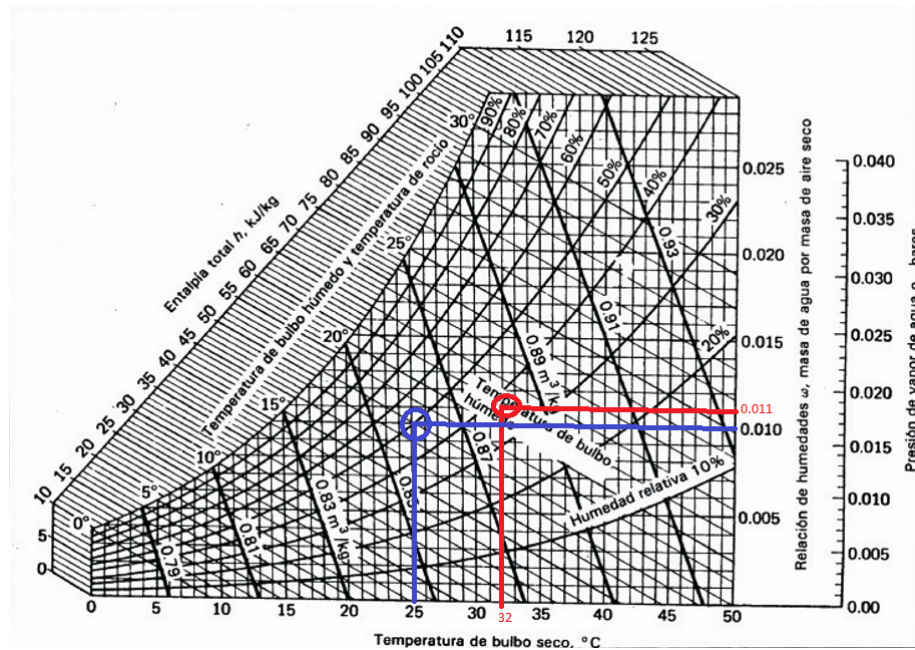


Figura 3. 6 Relaciones de humedad

### 3.5.3.4 Cargas térmicas por infiltración.

Las cargas térmicas por infiltración se estiman entre el 25 y el 40% de la carga de ventilación

### 3.5.4 Cargas térmicas interiores.

A continuación se describirán las cargas térmicas interiores, las cuales afectaran a las cargas de refrigeración únicamente.

### 3.5.4.1 Iluminación.

Según el código técnico sección HE 3, la potencia máxima instalada por  $m^2$  no puede ser superior a  $15 \text{ W/m}^2$ .

Para el cálculo se ha considerado un valor de  $10 \text{ W/m}^2$ . Se ha considerado que las bombillas que tiene éste edificio son de tecnología led, su eficiencia mucho mayor que las proporcionadas por las bombillas tradicionales.

### 3.5.4.2 Equipos.

Esta carga térmica es la producida por los aparatos eléctricos, donde la mayor parte de los equipos de este edificio son ordenadores, cuyo valor por unidad es de  $250 \text{ W}$ .

### 3.5.4.3 Personas.

El cuerpo humano cede una potencia térmica al ambiente de unos  $100 \text{ W}$ , en unas condiciones de actividad física baja, de los cuales el 40% se considera calor sensible y el 60% calor latente.

En la siguiente tabla se muestran las variables necesarias para calcular las cargas térmicas explicadas anteriormente estancia a estancia:

ESTANCIA	$S_{\text{pared.ext}}$ [ $m^2$ ]	$S_{\text{t.vantanas}}$ [ $m^2$ ]	$S_{\text{puerta.ext}}$ [ $m^2$ ]	$S_{\text{suelo}}$ [ $m^2$ ]	$S_{\text{techo}}$ [ $m^2$ ]	Nº Equipos	Personas
1	15,93	25,05	3,00	53,98	-	12,00	15
2	7,89	11,40	-	45,22	-	2,00	28
3	12,78	29,25	-	50,19	-	2,00	30
4	7,26	11,25	-	39,53	-	2,00	18
5	14,28	22,05	-	37,90	-	2,00	21
6	6,84	-	-	9,30	-	2,00	4
7	1,25	-	6,23	64,74	-	2,00	1
8	10,96	3,60	2,45	13,67	-	4,00	3
11	1,86	14,61	-	7,65	-	1,00	1
9	-	-	-	7,86	-	2,00	3

10	-	-	-	8,71	-	2,00	4
12	-	-	-	11,77	-	-	2
13	-	-	-	7,02	-	-	2
14	24,69	3,60	3,00	-	22,34	2,00	3
15	0,84	3,60	-	-	12,90	1,00	2
16	0,72	7,77	-	-	9,84	1,00	3
17	4,86	3,60	-	-	10,48	1,00	1
18	5,10	3,60	-	-	10,98	1,00	1
19	5,85	18,15	-	-	15,50	1,00	1
21	22,41	33,00	-	-	96,63	24,00	25
20	4,86	3,45	-	-	8,97	1,00	1
22	3,45	3,60	-	-	9,25	1,00	1
24	2,82	7,92	-	-	20,01	4,00	4
26	25,14	7,20	3,00	-	25,53	2,00	2
28	2,88	3,48	-	-	7,07	-	1
29	1,17	3,81	-	-	7,45	-	1
30	-	-	-	-	8,75	2,00	4
31	-	-	-	-	7,83	2,00	4
23	-	-	-	-	10,13	1,00	2
25	-	-	-	-	8,13	1,00	2
27	-	-	-	-	5,82	-	2
<b>TOTALES</b>	<b>183,84</b>	<b>-</b>	<b>17,68</b>	<b>357,54</b>	<b>297,61</b>	<b>78,00</b>	<b>192,00</b>

Tabla 3. 7 Variables para el cálculo de cargas internas por estancia

En la tabla siguiente se exponen todas las cargas térmicas que influyen en invierno:

ESTANCIA	Q <sub>envol</sub> [W]	Q <sub>renovación</sub> [W]	Q <sub>infiltración</sub> [W]	TOTALES
1	910,25	5258,04	1577,41	7745,72
2	433,30	9815,02	2944,51	13192,83
3	875,72	10516,09	3154,82	14546,64
4	410,18	6309,65	1892,89	8612,74
5	736,63	7361,26	2208,38	10306,27
6	128,44	1402,14	420,64	1951,23
7	255,22	350,53	105,16	710,92
8	323,49	1051,60	420,64	1795,74
11	333,07	350,53	105,16	788,76
9	13,54	1051,60	420,64	1485,79
10	15,00	1402,14	420,64	1837,79
12	20,27	701,07	280,42	1001,77
13	12,09	701,07	210,32	923,48
14	613,59	1051,60	315,48	1980,68
15	129,61	701,07	210,32	1041,01
16	199,66	1051,60	315,48	1566,75

17	187,33	350,53	105,16	643,03
18	193,00	350,53	105,16	648,70
19	509,06	350,53	105,16	964,76
21	1355,26	8763,41	3505,36	13624,04
20	179,15	350,53	105,16	634,85
22	159,91	350,53	105,16	615,61
24	272,24	1402,14	420,64	2095,03
26	703,28	701,07	210,32	1614,68
28	140,65	350,53	105,16	596,34
29	120,39	350,53	105,16	576,08
30	30,19	1402,14	420,64	1852,98
31	27,02	1402,14	420,64	1849,81
23	34,95	701,07	210,32	946,35
25	28,05	701,07	210,32	939,45
27	20,08	701,07	210,32	931,48
<b>TOTALES</b>	<b>9370,61</b>	<b>67303,01</b>	<b>21347,67</b>	<b>98021,30</b>

Tabla 3. 8 Cargas térmicas por estancia en invierno

Las cargas que intervienen en la pérdida de carga térmica en verano son las que se muestran a continuación:

ESTANCIA	Q <sub>envol</sub> [W]	Q <sub>radiación</sub> [W]	Q <sub>renovación</sub> [W]	Q <sub>iluminación</sub> [W]	Q <sub>equipos</sub> [W]	Q <sub>personas</sub> [W]	Q <sub>infiltración</sub> [W]	TOTALES
1	590,56	59,06	2771,52	107,96	1500,00	900,00	692,88	6621,98
2	350,44	35,04	5173,51	90,44	250,00	1680,00	1293,38	8872,81
3	561,97	56,20	5543,05	100,38	250,00	1800,00	1385,76	9697,36
4	320,11	32,01	3325,83	79,06	250,00	1080,00	831,46	5918,46
5	457,38	45,74	3880,13	75,80	250,00	1260,00	970,03	6939,09
6	89,31	8,93	739,07	18,60	250,00	240,00	184,77	1530,68
7	341,70	34,17	184,77	129,48	250,00	60,00	46,19	1046,31
8	190,30	19,03	554,30	27,34	500,00	180,00	138,58	1609,55
11	173,13	17,31	184,77	15,30	125,00	60,00	46,19	621,70
9	33,84	3,38	554,30	15,72	250,00	180,00	138,58	1175,82
10	37,50	3,75	739,07	17,42	250,00	240,00	184,77	1472,51
12	50,67	5,07	369,54	23,54	0,00	120,00	92,38	661,20
13	30,22	3,02	369,54	14,04	0,00	120,00	92,38	629,20
14	268,90	26,89	554,30	44,68	250,00	180,00	138,58	1463,35
15	56,80	5,68	369,54	25,80	125,00	120,00	92,38	795,20
16	87,50	8,75	554,30	19,68	125,00	180,00	138,58	1113,81
17	82,10	8,21	184,77	20,96	125,00	60,00	46,19	527,23
18	84,58	8,46	184,77	21,96	125,00	60,00	46,19	530,96
19	223,09	22,31	184,77	31,00	125,00	60,00	46,19	692,36
21	593,94	59,39	4619,21	193,26	3000,0	1500,00	1154,80	11120,60
20	78,51	7,85	184,77	17,94	125,00	60,00	46,19	520,26
22	70,08	7,01	184,77	18,50	125,00	60,00	46,19	511,55

<b>24</b>	119,31	11,93	739,07	40,02	500,00	240,00	184,77	1835,10
<b>26</b>	308,21	30,82	369,54	51,06	250,00	120,00	92,38	1222,01
<b>28</b>	61,64	6,16	184,77	14,14	0,00	60,00	46,19	372,90
<b>29</b>	52,76	5,28	184,77	14,90	0,00	60,00	46,19	363,90
<b>30</b>	13,23	1,32	739,07	17,50	250,00	240,00	184,77	1445,90
<b>31</b>	11,84	1,18	739,07	15,66	250,00	240,00	184,77	1442,53
<b>23</b>	15,32	1,53	369,54	20,26	125,00	120,00	92,38	744,03
<b>25</b>	12,29	1,23	369,54	16,26	125,00	120,00	92,38	736,70
<b>27</b>	8,80	0,88	369,54	11,64	0,00	120,00	92,38	603,24
<b>TOTALES</b>	<b>5376,0</b>	<b>537,60</b>	<b>35475,49</b>	<b>1310,30</b>	<b>9750,0</b>	<b>11520,0</b>	<b>8868,87</b>	<b>72838,3</b>

Tabla 3. 9 Cargas térmicas por estancia en verano

La carga térmica debida a la renovación del aire será excluida a la hora de realizar el diseño de suelo radiante/ refrescante. De esa carga y del control de humedad del aire se encargará la unidad de tratamiento de aire (UTA).

Para el diseño del suelo radiante es necesario obtener los flujos de calor por estancia (Ecuación 6), tanto para calefacción como para refrigeración.

Teniendo en cuenta lo explicado en el párrafo anterior se aplica la siguiente ecuación para determinar la potencia específica para invierno y verano:

$$q = \frac{Q_{\text{estancia}}}{A_F} \quad (6)$$

Donde:

$Q_{\text{estancia}}$  → Potencia térmica por estancia [W].

$A_F$  → Superficie de la zona habitada [m<sup>2</sup>].

En la Tabla 3. 10 se muestran las cargas térmicas de verano e invierno y los flujos de calor que ha de cubrir el sistema de suelo radiante/ refrescante.

<b>ESTANCIA</b>	<b>AREAS [m<sup>2</sup>]</b>	<b>Q<sub>ttinv</sub> [W]</b>	<b>Q<sub>ttver</sub> [W]</b>	<b>FLUJO INVIERNO [W/m<sup>2</sup>]</b>	<b>FLUJO VERANO [W/m<sup>2</sup>]</b>
<b>1</b>	53,98	2487,67	3157,58	46,08	58,50
<b>2</b>	45,22	3377,81	2405,93	74,70	53,20
<b>3</b>	50,19	4030,55	2768,55	80,31	55,16
<b>4</b>	39,53	2303,08	1761,18	58,26	44,55
<b>5</b>	37,90	2945,01	2088,92	77,70	55,12

6	9,30	549,08	606,84	59,04	65,25
7	64,74	255,22	755,35	3,94	11,67
8	13,67	744,13	916,67	54,44	67,06
11	7,65	438,23	382,08	57,28	49,95
9	7,86	434,18	482,94	55,24	61,44
10	8,71	435,64	548,67	50,02	62,99
12	11,77	300,70	199,28	25,55	16,93
13	7,02	222,41	167,28	31,68	23,83
14	22,34	929,07	770,47	41,59	34,49
15	12,90	339,93	333,28	26,35	25,84
16	9,84	515,14	420,93	52,35	42,78
17	10,48	292,49	296,27	27,91	28,27
18	10,98	298,16	300,00	27,16	27,32
19	15,50	614,22	461,40	39,63	29,77
21	96,63	4860,63	5346,59	50,30	55,33
20	8,97	284,31	289,30	31,70	32,25
22	9,25	265,07	280,59	28,66	30,33
24	20,01	692,88	911,26	34,63	45,54
26	25,53	913,61	760,09	35,79	29,77
28	7,07	245,81	141,94	34,77	20,08
29	7,45	225,55	132,94	30,27	17,84
30	8,75	450,84	522,06	51,52	59,66
31	7,83	447,66	518,68	57,17	66,24
23	10,13	245,28	282,11	24,21	27,85
25	8,13	238,38	274,78	29,32	33,80
27	5,82	230,40	141,32	39,59	24,28
<b>TOTALES</b>		<b>30.297,64</b>	<b>28.254,93</b>		

Tabla 3. 10 Resultados de los flujos de calor por estancia

La carga térmica máxima en invierno es de 30,30 KW y en verano de 28,53 KW.

De la tabla anterior se observa que el flujo térmico máximo en invierno se produce en la estancia 3, mientras que el de verano está en la estancia 8, siendo los valores numéricos:

$$q_{\text{inv,max}} = 80,31 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$$q_{\text{ver,max}} = 67,06 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

Estas estancias serán utilizadas para el diseño del suelo radiante/ refrescante.

### 3.6 Demanda anual de climatización en el edificio

El cálculo de cargas térmicas que se ha realizado en el apartado anterior corresponde al día más frío (en calefacción) y al día más caluroso (en refrigeración).

Las horas de utilización que tendrá el edificio serán desde las 7:00 hasta las 20:00 horas. Se considera que el periodo de calefacción es desde el 1 de Octubre al 30 de Abril, ambos incluidos, mientras que el periodo de refrigeración se fija desde el 1 de Mayo hasta el 30 de Septiembre.

En los siguientes gráficos se muestra la potencia térmica que hará frente el sistema de suelo radiante/ refrescante hora a hora en la franja horaria de funcionamiento para el día más frío y más caluroso respectivamente:

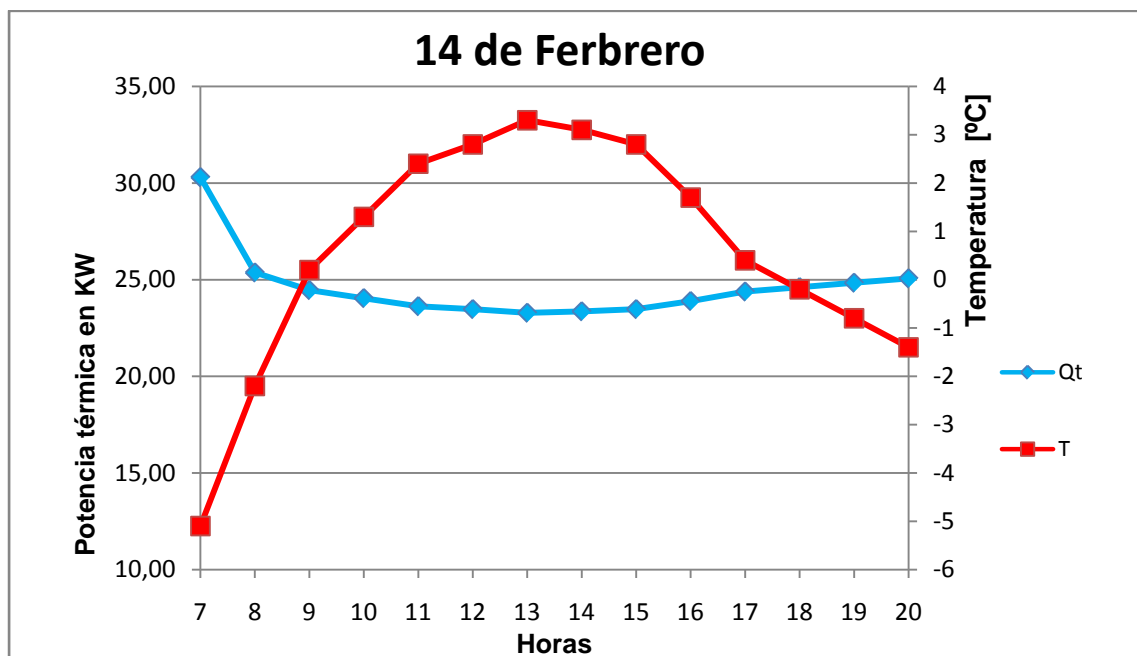


Figura 3. 7 Carga térmica y  $t^a$  ambiente exterior para el día con temperatura mínima

La demanda diaria para el 14 de Febrero es de **340,31 KWh**

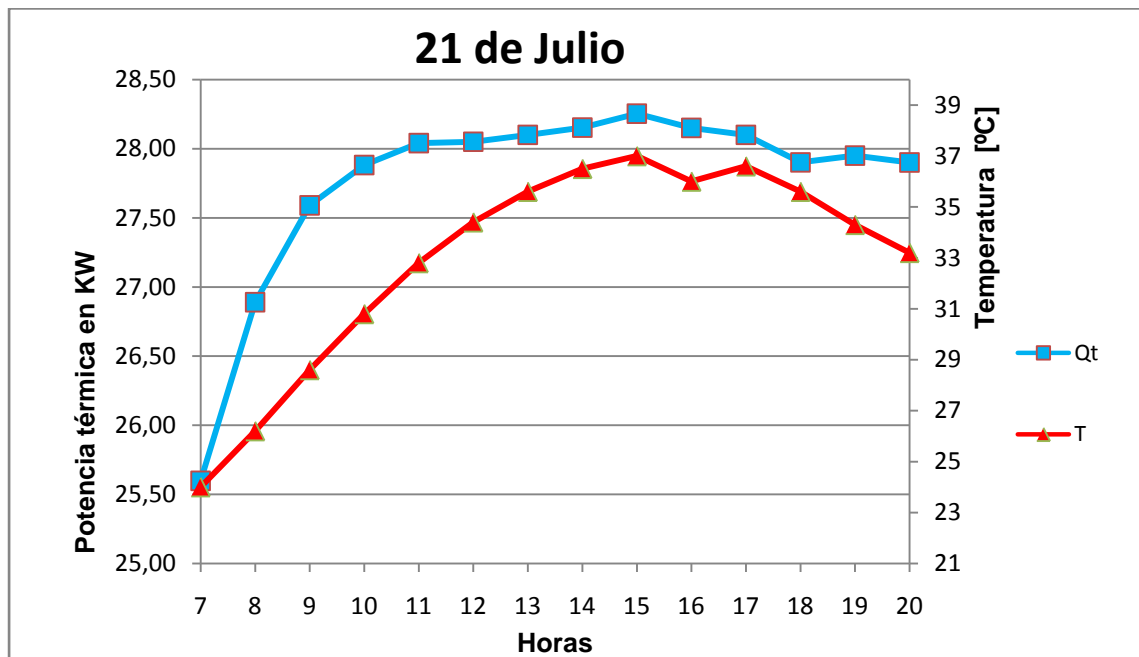


Figura 3. 8 Carga térmica y  $t^a$  ambiente exterior para el día con mayor temperatura

La demanda diaria para el 21 de julio es de **388,41 KWh**.

La demanda térmica anual total que deberá cubrir el sistema de suelo radiante/ refrescante es de **113,87 MWh**, siendo la demanda de calefacción de **61,65 MWh** y de refrigeración de **52,22 MWh**.



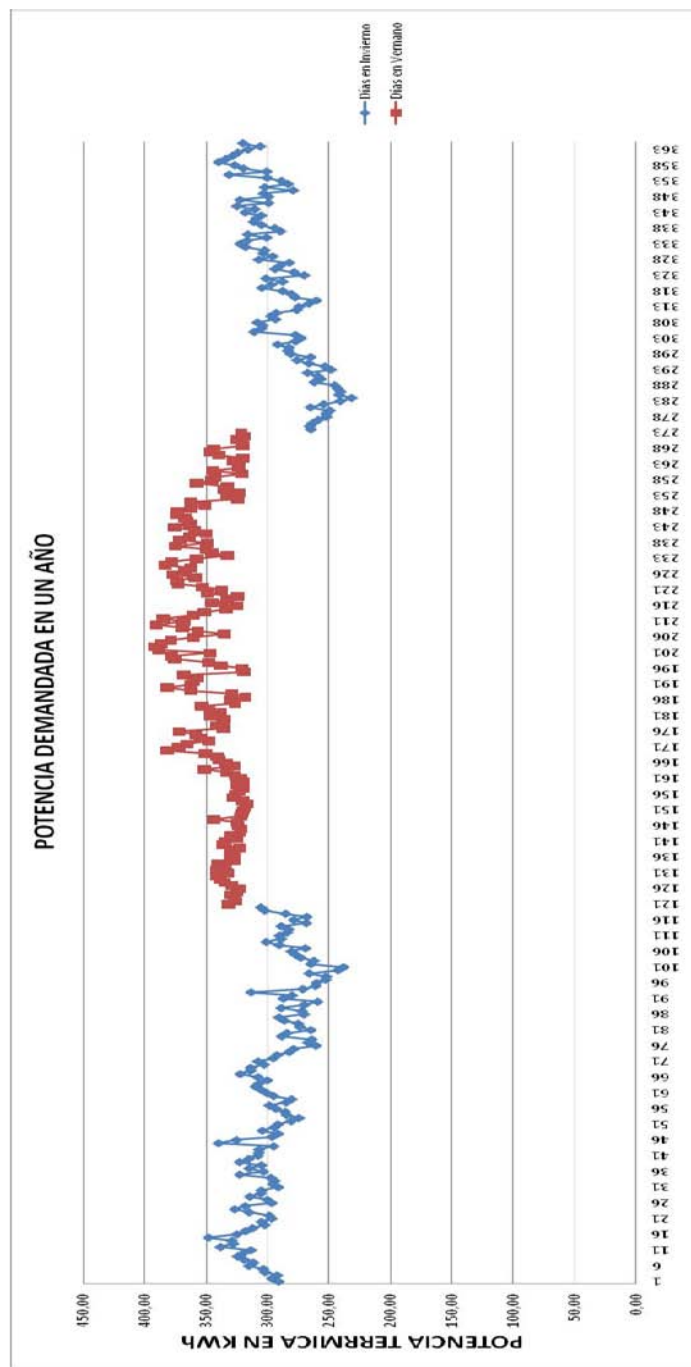


Figura 3. 9 Demanda térmica anual

#### **4. DISEÑO DEL SUELO RADIANTE/ REFRESCANTE**

## 4.1 introducción del diseño de suelo radiante/ refrescante

En este apartado se va a describir la metodología y los cálculos obtenidos en el diseño del suelo radiante/ refrescante a partir de la norma UNE-EN-1264 [ 3 ]. Se ha utilizado el programa Matlab para realizar los cálculos.

Para el presente proyecto se ha escogido el suelo radiante/ refrescante de tipo A (explicado en el capítulo 2), ya que es el más económico y aunque tiene el inconveniente de que necesita una cierta altura para su instalación, en este caso no es un problema en el edificio a proyectar.

### 4.1.2 Parámetros de diseño

De la norma UNE-EN-1264, se extraen los parámetros de diseño que se necesitaran calcular:

- Potencia térmica específica,  $q$  [ $W/m^2$ ].
- Temperatura de confort en el interior de la sala,  $\theta_i$  [ $^{\circ}C$ ].
- Temperatura de impulsión del fluido,  $\theta_v$  [ $^{\circ}C$ ].
- Paso entre tubos,  $T$  [m].
- Salto térmico entre la temperatura de impulsión y el retorno del fluido,  $\sigma$  [ $^{\circ}C$ ].
- Temperatura de la superficie del suelo,  $\theta_{F,m}$  [ $^{\circ}C$ ].
- Caudal de fluido en cada circuito ,  $\dot{m}_H$  [ $Kg/s$ ].

### 4.1.3 Definiciones

- **Densidad de flujo térmico ( $q$ )** → También llamado potencia térmica específica, es la potencia térmica dividida por la superficie.
- **Temperatura de la superficie ( $\theta_{F,m}$ )** → Es la temperatura máxima a la que puede estar el revestimiento del suelo para cumplir las necesidades fisiológicas de los ocupantes si el sistema esta trabajando en modo calefacción, si trabaja en modo refrigeración será la mínima temperatura. Además es distinta si se está en una zona periférica o en una zona habitada (mayor/menor en la zona periférica).
- **Desviación media de la temperatura aire-agua( $\Delta\theta_H$ )** → Es la desviación media logarítmica entre la temperatura del fluido caloportador y la temperatura de confort de la sala ( $\theta_i$ ).

#### 4.1.4 Curvas características

**Curva característica básica** → válida para cualquier tipología de suelo que se use. Representa la diferencia de temperatura entre el revestimiento del suelo y la temperatura de la sala frente a la densidad de flujo térmico de la misma.

Para calefacción la ecuación que define la curva característica básica es la siguiente:

$$q = 8,92 \cdot (\theta_{F,m} - \theta_i)^{1,1} [W/m^2] \quad (7)$$

Para refrigeración:

$$q = 7 \cdot (\theta_i - \theta_{F,m}) [W/m^2] \quad (8)$$

**Campo de curvas características** → Son el conjunto de curvas que representan los distintos pasos de tubo (T) comparando la densidad de flujo térmico (q) con la desviación media de la temperatura ( $\Delta\theta_H$ ). Éste campo de curvas es distinto para calefacción que para refrigeración.

**Curvas límites** → Su función es el limitar el máximo flujo térmico ( $q_G$ ) que puede soportar un determinado paso en calefacción.

**Condensación** → Marcará un límite de temperatura de funcionamiento cuando se esté trabajando en refrigeración, ya que una baja temperatura del fluido caloportador, puede provocar condensaciones no deseadas en la superficie del suelo. Este valor varía en función de la zona climática en la que nos encontremos.

## 4.2 Establecimiento del paso T del sistema

Debido a que el sistema de climatización que se está diseñando va a funcionar en dos modos (calefacción y refrigeración) se tendrán que escoger los pasos de tubos que satisfagan a los dos modos de funcionamiento, es decir, el más restrictivo.

En el caso del presente proyecto los pasos más restrictivos los da el modo de refrigeración que han sido los que se han fijado, por lo que el sistema de calefacción se ha tenido que volver a recalcular con los pasos establecidos en refrigeración. A continuación se muestra un diagrama de flujo donde se puede ver la evolución del proceso:

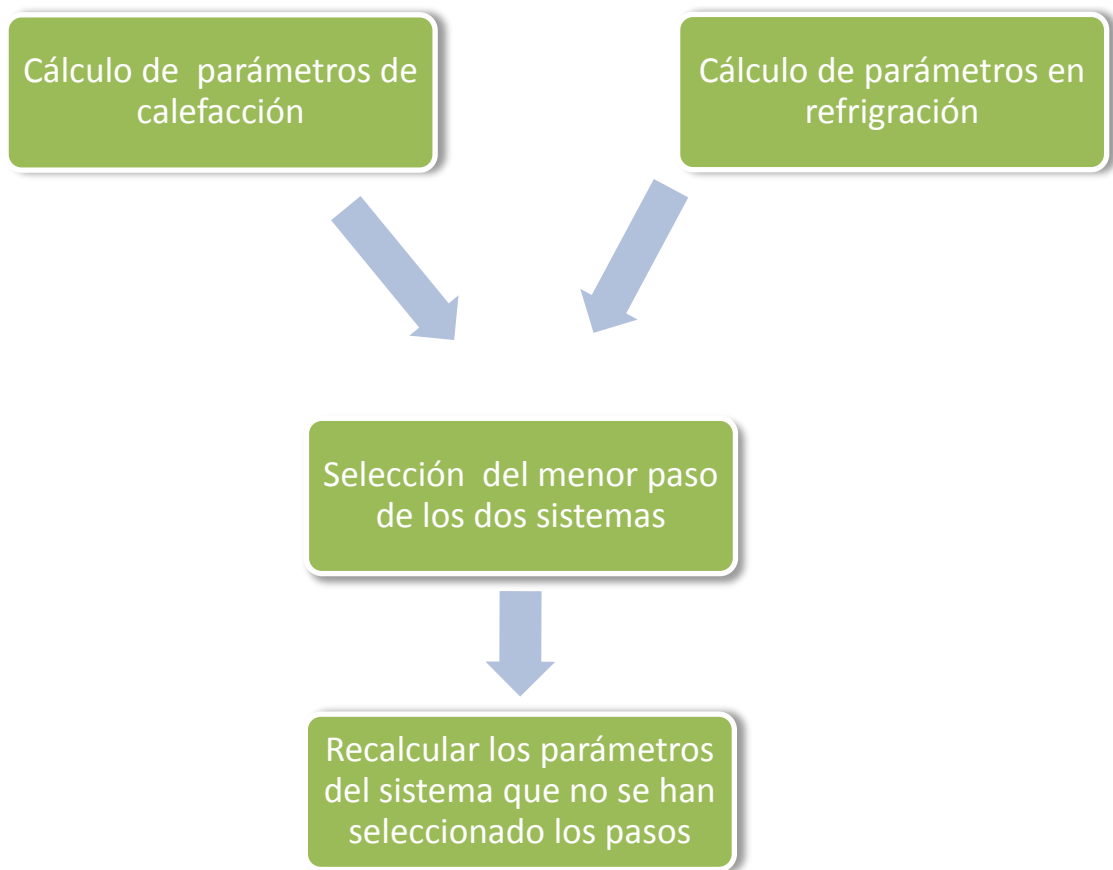


Figura 4. 4 Diagrama de flujo para establecer los pasos del sistema

### 4.3 Algoritmo de cálculo

Para el diseño de la instalación de suelo radiante/ refrescante, tanto en calefacción como en refrigeración, la norma UNE-EN-1264 dicta que hay que realizarlo para la habitación cuya potencia específica ( $q$ ) es máxima.

Recordando que para el cálculo de la habitación de diseño se tomarán los flujos térmicos máximos. Los cuales son:

$$q_{\text{inv,max}} = 80,31 \text{ W/m}^2 \rightarrow \text{Estancia 3}$$

$$q_{\text{ver,max}} = 62,67 \text{ W/m}^2 \rightarrow \text{Estancia 8}$$

En la Figura 4. 5 se expresa el algoritmo de cálculo que se va a seguir tanto en verano como en invierno para calcular los parámetros del suelo radiante/ refrescante.

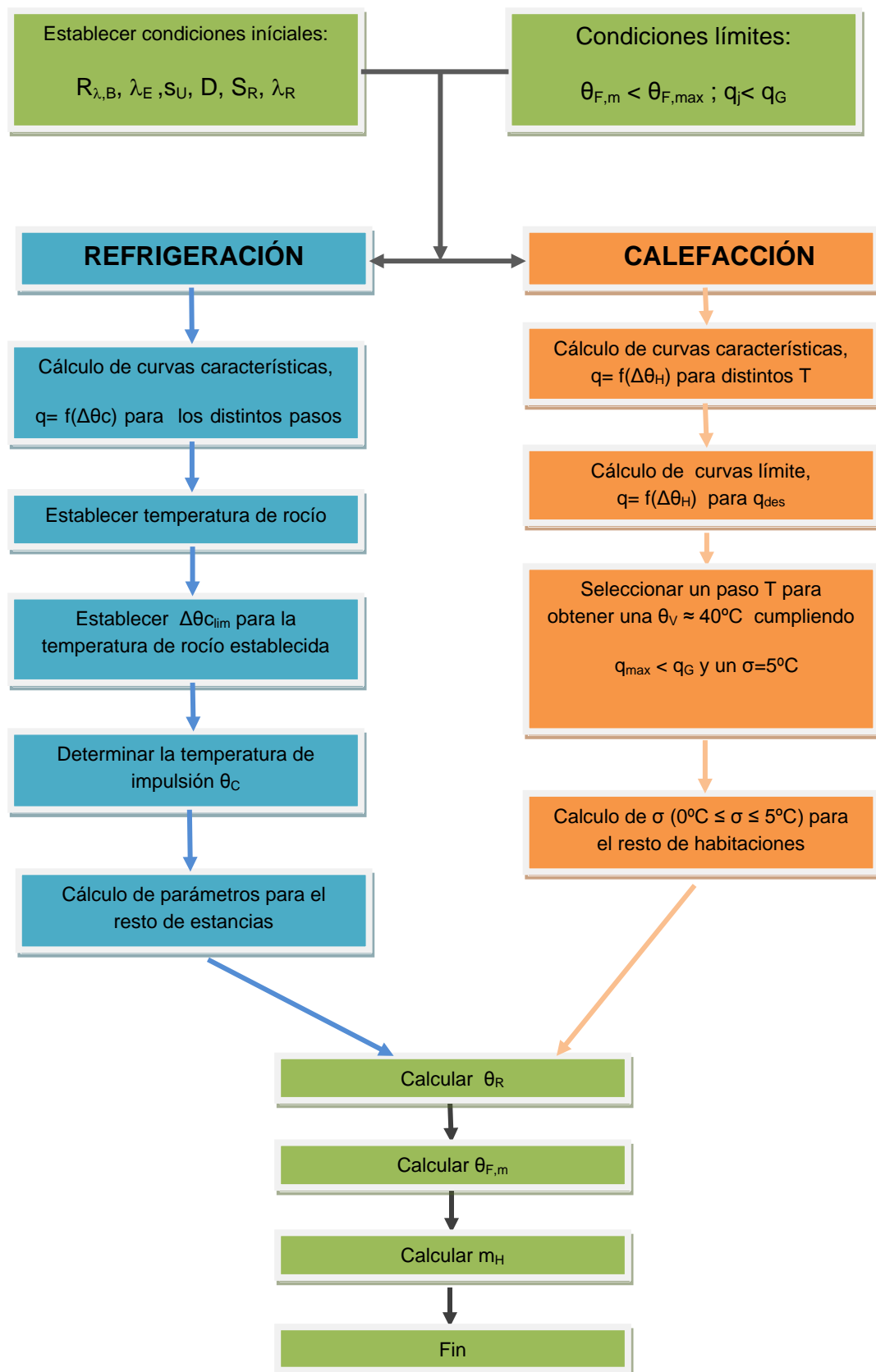


Figura 4. 5 Diagrama de flujo de diseño suelo radiante/ refrescante

## 4.4 Dimensionamiento de calefacción

A continuación se explica paso a paso la secuencia del diagrama anterior particularizado para la estancia de mayor potencia específica en calefacción.

### 4.4.1 Establecer las condiciones iniciales

Se establecen los parámetros característicos del suelo radiante. En la siguiente figura se muestra la disposición de los parámetros del suelo:

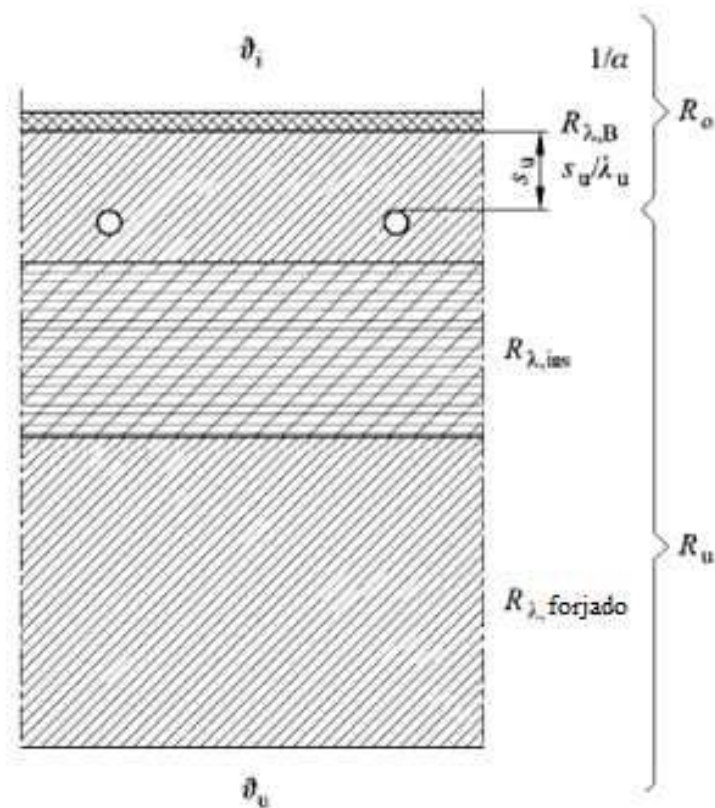


Figura 4. 6 Disposición de los parámetros del suelo radiante

$R_u \rightarrow$  Resistencia térmica por debajo de los tubos  $\left[ \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} \right]$ .

$\theta_u \rightarrow$  Temperatura interior de la planta inferior. Los valores tomados en el proyecto son dos. Para las estancias de la planta baja se toma como temperatura  $\theta_u$  la temperatura del terreno ( $16^\circ\text{C}$ ), mientras que para las estancias de la primera planta se toma la temperatura  $\theta_i = 20^\circ\text{C}$ .

$R_0 \rightarrow$  Resistencia térmica por encima de los tubos  $\left[ \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} \right]$ .

$D_{int}$  → Diámetro interior del tubo, cuyo valor es de 16 mm.

#### 4.4.2 Condiciones límites

Dichas condiciones límites se establecen según la norma UNE-EN-1264 [ 3 ], donde:

- En la superficie ocupada  $\theta_{F,max} \leq 29^{\circ}\text{C}$ , temperatura estipulada por la sensación de confort de los ocupantes.
- La potencia térmica específica o flujo de calor cedido por el sistema no puede ser superior al flujo de calor máximo  $q_G$ , delimitado por la curva límite al paso elegido.

#### 4.4.3 Cálculo de las curvas características

Estas curvas nos relacionan el flujo de calor con la diferencia de temperatura entre la superficie del suelo y la temperatura de confort de la habitación en función del paso de tubos.

Para el cálculo de las curvas características hay que tener en cuenta el tipo de configuración de suelo se ha elegido, en este caso se ha elegido la configuración tipo A, por lo tanto la ecuación que se aplica es la siguiente:

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_U^{m_U} \cdot a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H \rightarrow q = K \Delta\theta_H \quad (9)$$

Donde:

- $B$  → Coeficiente característico expresado en  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .
- $\pi(a_i^{m_i})$  → Es el producto que relaciona los parámetros del suelo radiante, calculados por las ecuaciones expuestas en la norma o tomados de las tablas expuestas en la misma, donde  $i = B, T, U, D$ .
- $\Delta\theta_H$  → Es la diferencia media logarítmica entre la temperatura del fluido caloportador y la temperatura de la sala en  $^{\circ}\text{C}$ . Matemáticamente se expresa:



$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} \quad (10)$$

Obteniendo:

- Según la norma UNE-EN-1264-2:2008+a1:2012, para  $\lambda_E = 0,35$  [W/m<sup>2</sup> · K] y  $s_R = 0,002$  [m],  $B = 6,7$  [W/m<sup>2</sup> · K].
- $a_B \rightarrow$  Es el factor de revestimiento del suelo, cuyo valor es de **0,78**. La fórmula aplicada es la siguiente:

$$a_B = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_{u,0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_E} + R_{\lambda,B}} \quad (11)$$

Donde:

$$\alpha = 10,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} ; \lambda_{u,0} = 1 \text{ W/m} \cdot \text{K} ; s_{u,0} = 0,045 \text{ m} ;$$

Estos valores vienen establecidos en la norma [ 3 ].

- $a_t \rightarrow$  Es el factor de paso de acuerdo, cuyo valor se obtiene en función de  $R_{\lambda,B}$  en la tabla expuesta en la norma:

$R_{\lambda,B}$ m <sup>2</sup> · K/W	0	0,05	0,10	0,15
$a_T$	1,23	1,188	1,156	1,134

Tabla 4. 1 Factor de paso de acuerdo

- $a_U \rightarrow$  Es el factor de recubrimiento, el cual depende de T y  $R_{\lambda,B}$ , por tanto habrá un valor diferente dependiendo del paso. A continuación se muestran los valores que se tomarán de la siguiente tabla:

$R_{\lambda,B}$ m <sup>2</sup> · K/W	0	0,05	0,10	0,15
T (m)	$a_u$			
0,05	1,069	1,056	1,043	1,037
0,075	1,066	1,053	1,041	1,035
0,1	1,063	1,05	1,039	1,033 5
0,15	1,057	1,046	1,035	1,030 5
0,2	1,051	1,041	1,031 5	1,027 5
0,225	1,048	1,038	1,029 5	1,026
0,3	1,039 5	1,031	1,024	1,021
0,375	1,03	1,022 1	1,018 1	1,015

Tabla 4. 2 Factor de recubrimiento

- $a_D \rightarrow$  Factor de diámetro exterior del tubo, el cual depende de  $T$  y  $R_{\lambda,B}$ . A continuación se muestra la tabla con los valores extraídos:

$R_{\lambda,B}$ $m^2 \cdot K/W$	0	0,05	0,10	0,15
$T$ (m)	$a_D$			
0,05	1,013	1,013	1,012	1,011
0,075	1,021	1,019	1,016	1,014
0,1	1,029	1,025	1,022	1,018
0,15	1,04	1,034	1,029	1,024
0,2	1,046	1,04	1,035	1,03
0,225	1,049	1,043	1,038	1,033
0,3	1,053	1,049	1,044	1,039
0,375	1,056	1,051	1,046	1,042

Tabla 4. 3 Factor de diámetro exterior

- $m_t \rightarrow$  Su valor numérico se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$m_t = 1 - \frac{T}{0,075} [m] \quad (12)$$

Donde  $0,05 \leq T \leq 0,375$

Los valores numéricos obtenidos en los diferentes pasos se muestran en la tabla siguiente:

$T [m]$	$m_t$
0,05	0,33
0,1	-0,33
0,225	-2
0,3	-3
0,375	-4

Tabla 4. 4 Valores numéricos de  $m_t$

- $m_u \rightarrow$  Se obtiene de la ecuación siguiente:

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - S_U); \quad (13) \quad \text{siendo } S_U \geq 0,01 \text{ m.}$$

Obteniendo en nuestro caso un valor numérico de:

$$m_u = 1$$

- $m_D \rightarrow$  Cumple la ecuación mostrada a continuación:

$$m_D = 100 \cdot (D - 0,02); \quad (14) \quad \text{cumpliendo } 0,008 \leq D \leq 0,03 \text{ m.}$$

Debido a que nuestro sistema tiene flujos de calor bajos en algunas estancias se necesitan pasos mayores para satisfacer que el salto térmico entre la entrada y salida del fluido ( $\sigma$ ), sea menor de  $15^\circ\text{C}$  y mayor de  $5^\circ\text{C}$ .

A continuación se expone la formulación para obtener el flujo de calor con pasos mayores a 0,375 [m]:

$$q = q_{0,375} \cdot \frac{0,375}{T} \quad (15)$$

Donde

$q_{0,375} \rightarrow$  es la densidad de flujo térmico calculada para un paso  $T = 0,375$  m.

En la Tabla 4. 5 se muestran las ecuaciones por las que se rigen las curvas características en invierno para el presente proyecto:

T [m]	Curvas Características Invierno
0,05	$q = 5,90 \cdot \Delta\theta_H$
0,1	$q = 4,56 \cdot \Delta\theta_H$
0,225	$q = 3,88 \cdot \Delta\theta_H$
0,3	$q = 3,24 \cdot \Delta\theta_H$
0,375	$q = 2,70 \cdot \Delta\theta_H$
0,5	$q = 2,02 \cdot \Delta\theta_H$
0,7	$q = 1,44 \cdot \Delta\theta_H$
0,9	$q = 1,12 \cdot \Delta\theta_H$
1,3	$q = 0,77 \cdot \Delta\theta_H$

Tabla 4. 5 Ecuaciones características para los distintos pasos en Invierno

#### 4.4.4 Cálculo de curvas límites

Cada curva característica lleva asociada una curva límite que delimita el máximo flujo térmico que se puede alcanzar. Esta curva hace que las necesidades fisiológicas de los ocupantes sea la adecuada para su bienestar.

Las curvas límites al igual que las características dependen del paso (T), por tanto, para cada paso T habrá una curva límite. Dicha curva lo que limita es el máximo flujo térmico que puede soportar un determinado paso T.

Con la siguiente ecuación se calcularán:

$$q_G = \varphi \cdot B_G \cdot (\Delta\theta_H / \varphi)^{n_G} \quad (16)$$

Donde:

$B_G \rightarrow$  Es un coeficiente que depende de la relación:

$$\frac{S_U}{\lambda_E} = \frac{0,035}{1,4} = 0,0292 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \quad (17)$$

Como esta relación en el presente proyecto es menor de 0,0792, se tomaran los valores de la tabla A.4a de la parte 2 de la norma EN 1264-2:2008+A1:2012:

$\frac{s_u}{\lambda_E}$ $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$	0,01	0,020 8	0,029 2	0,037 5	0,045 8	0,054 2	0,062 5	0,070 8	0,079 2
$T$ m									
0,05	85,0	91,5	96,8	100	100	100	100	100	100
0,075	75,3	83,5	89,9	96,3	99,5	100	100	100	100
0,1	66,0	75,4	82,9	89,3	95,5	98,8	100	100	100
0,15	51,0	61,1	69,2	76,3	82,7	87,5	91,8	95,1	97,8
0,2	38,5	48,2	56,2	63,1	69,1	74,5	81,3	86,4	90,0
0,225	33,0	42,5	49,5	56,5	62	67,5	75,3	81,6	86,1
0,3	20,5	26,8	31,6	36,4	41,5	47,5	57,5	65,3	72,4
0,375	11,5	13,7	15,5	18,2	21,5	27,5	40,0	49,1	58,3

Tabla 4. 6 Tabla coeficiente  $B_G$

$n_G \rightarrow$  Es el exponente de de la ecuación que depende al igual de  $B_G$  que de  $\frac{S_U}{\lambda_E}$  y del paso  $T$ :

$\frac{s_u}{\lambda_E}$ $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$	0,01	0,020 8	0,029 2	0,037 5	0,045 8	0,054 2	0,062 5	0,070 8	0,079 2
$T$ m									
0,05	0,008	0,005	0,002	0	0	0	0	0	0
0,075	0,024	0,021	0,018	0,011	0,002	0	0	0	0
0,1	0,046	0,043	0,041	0,033	0,014	0,005	0	0	0
0,15	0,088	0,085	0,082	0,076	0,055	0,038	0,024	0,014	0,006
0,2	0,131	0,13	0,129	0,123	0,105	0,083	0,057	0,040	0,028
0,225	0,155	0,154	0,153	0,146	0,13	0,11	0,077	0,056	0,041
0,262 5	0,197	0,196	0,196	0,19	0,173	0,15	0,110	0,083	0,062
0,3	0,254	0,253	0,253	0,245	0,228	0,195	0,145	0,114	0,086
0,337 5	0,322	0,321	0,321	0,31	0,293	0,260	0,187	0,148	0,115
0,375	0,422	0,421	0,421	0,405	0,385	0,325	0,230	0,183	0,142

Tabla 4. 7 Coeficiente  $n_G$

$\varphi \rightarrow$  Es el factor de conversión para todos los valores de temperaturas  $\theta_{F,\max}$  y  $\theta_i$ .

$$\varphi = \frac{\theta_{F,\max} - \theta_i}{\Delta\theta_0} \quad (18)$$

Donde:

$$\theta_{F,\max} \rightarrow 29^{\circ}\text{C}.$$

$$\theta_i \rightarrow 20^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta\theta_0 \rightarrow 9 \text{ K}.$$

Con estos parámetros obtenemos que:

$$\varphi = 1$$

Estas ecuaciones son válidas para T menores de 0,375 m. Como en el presente proyecto se usan pasos superiores a 0,375 m se ha de aplicar la siguiente ecuación para los pasos superiores a 0,375 m:

$$q_G = q_{G;0,375} \cdot \frac{0,375}{T} \cdot f_G \quad (19)$$

Donde:

$q_{G;0,375} \rightarrow$  Es el flujo térmico límite para un paso de 0,375 m.

$f_G \rightarrow$  Es un factor que depende de la relación  $\frac{S_U}{\lambda_E}$ , como en el presente proyecto esta relación es menor de 0,173 el factor  $f_G$  valdrá:

$$f_G = 1$$

A continuación se muestran las ecuaciones características que describen las curvas límites para los distintos pasos:

T [m]	Curvas Límite
0,05	$q_G = 96,8 \cdot \Delta\theta_H^{0,002}$
0,1	$q_G = 82,9 \cdot \Delta\theta_H^{0,041}$
0,225	$q_G = 49,5 \cdot \Delta\theta_H^{0,153}$
0,3	$q_G = 31,6 \cdot \Delta\theta_H^{0,253}$
0,375	$q_G = 15,5 \cdot \Delta\theta_H^{0,421}$
0,5	$q_G = 11,62 \cdot \Delta\theta_H^{0,421}$
0,7	$q_G = 8,30 \cdot \Delta\theta_H^{0,421}$
0,9	$q_G = 6,45 \cdot \Delta\theta_H^{0,421}$
1,3	$q_G = 4,47 \cdot \Delta\theta_H^{0,421}$

Tabla 4. 8 Ecuaciones de las curvas límite

#### 4.4.5 Selección del paso T para $\theta_v \approx 40^\circ\text{C}$

El objetivo es conseguir para la estancia con flujo térmico máximo una  $\theta_v \approx 40^\circ\text{C}$  con un salto térmico  $0 \leq \sigma \leq 5^\circ\text{C}$ , teniendo en cuenta que  $q_{\max} \leq q_G$ , en la Figura 4. 7 tendremos una línea horizontal a la altura de  $q_{\max}$  que irá cortando todas las curvas características, de las cuales sólo valdrán las que cumplan que  $q_{\max} \leq q_G$ . Se seleccionará el mayor paso T que nos cumpla que  $\theta_v \approx 40^\circ\text{C}$ .

De la norma UNE-EN 1264 se extrae la siguiente ecuación para el cálculo de la temperatura de impulsión del fluido:

$$\theta_v = \Delta\theta_{v,\max} + \theta_i \quad (20)$$

Donde:

$\Delta\theta_{v,\max} \rightarrow$  Es la diferencia de temperatura de diseño máxima entre el flujo del fluido y la temperatura de la estancia, donde se puede expresar también con la siguiente ecuación:

$$\Delta\theta_{v,\max} = \Delta\theta_{H,\max} + \sigma/2 \quad (21)$$

Siendo:

$\sigma \rightarrow$  La diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada (impulsión) y la salida (retorno) en  $^\circ\text{C}$ . Según los fabricantes de componentes de suelos radiantes, recomiendan que  $\sigma$  tenga un valor comprendido entre  $0^\circ\text{C}$  y  $5^\circ\text{C}$ .

Para el cálculo del presente proyecto se ha considerado un valor de  $\sigma = 5^\circ\text{C}$ .

$\Delta\theta_{H,\max} \rightarrow$  Es la diferencia logarítmica media máxima entre el fluido de calefacción y la estancia.

Para el cálculo de  $\Delta\theta_{H,\max}$  se hace uso del diagrama de curvas características expuesto anteriormente, donde con el valor de  $q_{\text{inv},\max}$  se extraen diferentes valores de  $\Delta\theta_{H,\max}$  en función del paso. Véase la Figura 4. 7.

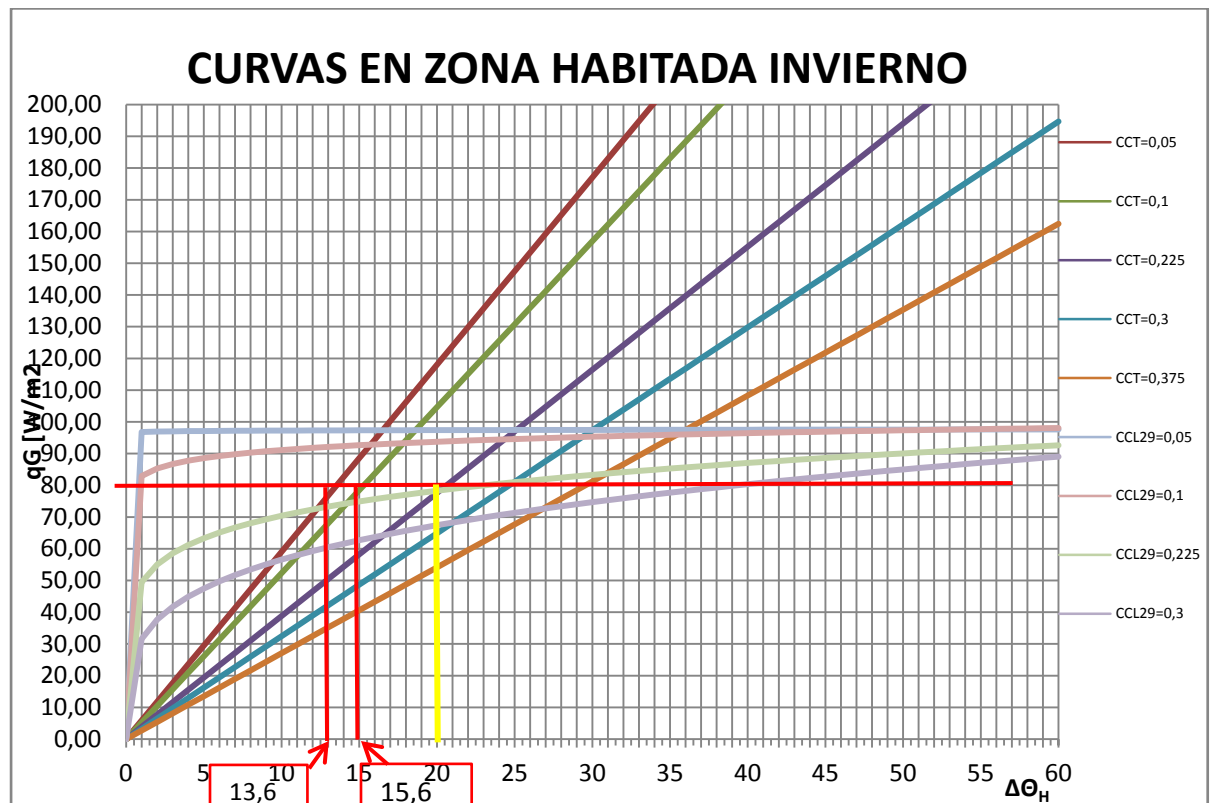


Figura 4. 7 Determinación de  $\Delta\Theta_H$

Como se puede apreciar en la figura anterior para el flujo máximo, sólo son válidos los pasos de 0,05 y 0,1, ya que el resto a ése flujo térmico está por encima de la curva límite por tanto no cumple que  $q_{des} \leq q_G$ .

Donde:

$$q_{des} = q_{inv,max}$$

A continuación se muestra una tabla con los valores numéricos que se han obtenido para los diferentes pasos:

T [m]	$q_{inv,max}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$q_G$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\Delta\Theta_{H,max}$ [°C]	$\sigma$ [°C]	$\Delta\Theta_{V,max}$ [°C]	$\Theta_V$ [°C]
<b>0,05</b>	80,31	97,59	13,6	5	16,1	36,1
<b>0,1</b>	80,31	92,80	15,6	5	18,1	38,2
<b>0,225</b>	80,31	78,50	-	-	-	-

Tabla 4. 9 Resultados de la temperatura de impulsión de diseño

Observando la tabla 4.9, la temperatura de impulsión que más se aproxima a 40°C es la que se obtiene con un paso de 0,1 m, por tanto la temperatura de impulsión de diseño es:

$$\theta_v = 38,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

#### 4.4.6 Cálculo de $\sigma$ en el resto de estancias

Calculada la temperatura de impulsión del fluido  $\theta_v$ , la cual se mantendrá fija para todas las estancias. Se calculará la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido  $\sigma_j$ , que por recomendaciones del fabricante de componentes se establecerá entre  $5^{\circ}\text{C} \leq \sigma_j \leq 15^{\circ}\text{C}$ . Para obtener éste rango de temperatura, se juega con el paso T.

La expresión matemática que lo define es:

$$\frac{\sigma_j}{2} = \Delta\theta_{v,des} - \Delta\theta_{H,j} \quad (22)$$

#### 4.4.7 Calculo de la temperatura de retorno

Con las ecuaciones expuestas en la norma UNE-EN-1264 calculamos la temperatura de retorno del fluido,  $\theta_R$ .

$$\theta_R = \theta_v - \sigma_j \quad (23)$$

#### 4.4.8 Temperatura media de la superficie del suelo $\theta_{F,m}$ .

En este paso calculamos la temperatura superficial del pavimento, cuyo valor tiene que ser menor de o igual a 29 °C. Para el cálculo de dicha temperatura nos ayudamos de la curva característica básica que nos relaciona la potencia térmica específica con la diferencia de temperatura del pavimento y la temperatura de confort, por tanto, sabiendo  $q_{max}$  y la temperatura de confort  $\theta_i$ , podemos calcular  $\theta_{F,m}$ .

En la siguiente figura se muestra la curva característica básica expuesta en la norma:



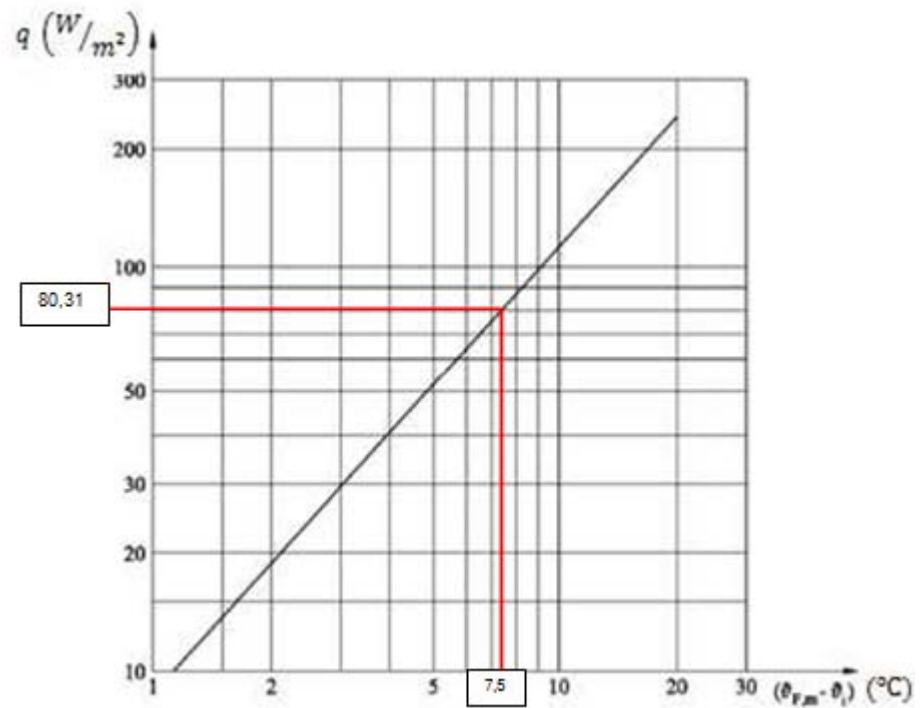


Figura 4. 8 Habitación de diseño en invierno

#### 4.4.9 Cálculo del caudal de agua $m_H$

Por último, se calcula el caudal de fluido que es necesario para la demanda máxima que solicitamos. Para ello hacemos uso de las ecuaciones que se muestran en la norma UNE-EN-1264-3 [ 3 ].

$$m_H = \frac{A_F \cdot q}{\sigma \cdot C_p} \cdot \left( 1 + \frac{R_0}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{q \cdot R_u} \right) \quad (24)$$

Donde:

$C_p \rightarrow$  Calor específico del fluido  $[J/Kg \cdot K]$

En la siguiente tabla se exponen los valores de los parámetros explicados para el cálculo del caudal de la estancia de diseño:

ESTANCIA	$A_F$ [m <sup>2</sup> ]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	$C_p$ [J/Kg · K]	$\sigma_j$ [°C]	$\theta_i$ [°C]	$\theta_u$ [°C]	$\theta_R$ [°C]	$R_o$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_u$ [m <sup>2</sup> K/W]	$m_H$ [Kg/s]
3	30,31	80,31	4190	5	20,00	38,23	32,70	0,084	2,11	0,18

Tabla 4. 10 Valores de los parámetros para el cálculo del caudal en la estancia de diseño en invierno

En la Figura 4. 11 se muestran los parámetros detallados en los puntos anteriores desglosado por estancias.

ESTANCIA	$\theta_v$ [°C]	$\sigma_j$ [°C]	T [m]	$\theta_{F,m}$ [°C]	$\theta_R$ [°C]	$m_H$ [l/s]
1	38,23	14,737	0,100	24,356	23,496	0,044
2	38,23	7,285	0,100	27,060	30,948	0,118
3	38,23	5	0,100	27,590	32,795	0,188
4	38,23	6,033	0,225	25,507	32,201	0,098
5	38,23	6,308	0,100	27,344	31,925	0,119
6	38,23	11,826	0,100	25,580	26,407	0,012
7	38,23	13,302	0,375	20,373	24,931	0,007
8	38,23	14,314	0,050	25,145	23,919	0,013
11	38,23	12,271	0,100	25,414	25,962	0,009
9	38,23	12,771	0,100	25,221	25,462	0,009
10	38,23	13,950	0,100	24,727	24,283	0,008
12	38,23	14,088	0,375	22,415	24,146	0,006
13	38,23	11,256	0,375	22,995	26,977	0,005
14	38,23	5,424	0,375	23,931	32,810	0,044
15	38,23	13,758	0,375	22,491	24,475	0,006
16	38,23	8,575	0,225	24,948	29,659	0,015
17	38,23	13,082	0,375	22,638	25,152	0,006
18	38,23	13,415	0,375	22,567	24,818	0,006
19	38,23	6,683	0,375	23,745	31,551	0,023
21	38,23	13,890	0,100	24,754	24,344	0,087
20	38,23	11,249	0,375	22,996	26,984	0,006
22	38,23	12,740	0,375	22,709	25,493	0,005
24	38,23	14,625	0,225	23,273	23,609	0,012
26	38,23	9,007	0,375	23,382	29,227	0,025
28	38,23	9,588	0,375	23,286	28,645	0,006
29	38,23	11,967	0,375	22,862	26,267	0,005
30	38,23	13,625	0,100	24,870	24,609	0,008
31	38,23	12,299	0,100	25,404	25,934	0,009
23	38,23	14,605	0,375	22,289	23,629	0,004
25	38,23	12,429	0,375	22,771	25,805	0,005
27	38,23	6,707	0,375	23,742	31,526	0,009

Tabla 4. 11 Resumen de los valores calculados por estancia en invierno

## 4.5 Dimensionamiento de refrigeración

Al igual que se ha explicado el diagrama de flujo para la estancia de mayor potencia específica en calefacción, ahora se hará para la estancia de mayor potencia en refrigeración.

### 4.5.1 Establecer las condiciones iniciales

Las condiciones iniciales son las mismas que se han fijado para calefacción.

### 4.5.2 Condiciones límite

En el caso de refrigeración el límite está impuesto por la temperatura de rocío a la que esté expuesto el sistema. En el caso del presente proyecto se ha tomado como temperatura de rocío 13°C, ya que si la temperatura es menor a la de rocío se podrían generar condensaciones que harían peligrar las necesidades fisiológicas de los ocupantes del edificio.

### 4.5.3 Cálculo de las curvas características en verano

El método de cálculo de las curvas características en verano es igual que en invierno, siendo los parámetros de cálculo iguales numéricamente a excepción del coeficiente  $\alpha$ , por lo que implica que el coeficiente de revestimiento  $a_B$  varía.

Quedando los siguientes valores numéricos:

$$\alpha = 10,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$a_B = 0,84$$

Al igual que en verano, las curvas características dependen del paso  $T$ , que dando las siguientes ecuaciones características:

T [m]	Curvas Características Verano
0,05	$q = 6,31 \cdot \Delta\theta_c$
0,1	$q = 5,59 \cdot \Delta\theta_c$
0,225	$q = 4,15 \cdot \Delta\theta_c$
0,3	$q = 3,47 \cdot \Delta\theta_c$
0,375	$q = 2,89 \cdot \Delta\theta_c$
0,5	$q = 2,16 \cdot \Delta\theta_c$
0,7	$q = 1,54 \cdot \Delta\theta_c$
1	$q = 1,08 \cdot \Delta\theta_c$

Tabla 4. 12 Tabla ecuaciones características en verano

Para obtener el valor de la temperatura de rocío se ha hecho uso del diagrama psicrométrico, obteniendo un valor de temperatura media operativa de 29,5°C y una humedad relativa del 33%. Los datos se han conseguido con la ayuda de la herramienta de cálculo Matlab, donde partiendo de los datos de referencia climática dados por el CTE [ 1 ], se ha generado un bucle que sólo recoge los valores de temperatura y humedad relativa de las horas en las que va a estar funcionando el sistema en modo de refrigeración y posteriormente realizando la media aritmética de los valores obtenidos.

En la Figura 4. 9 se muestra en el diagrama psicrométrico el valor obtenido:

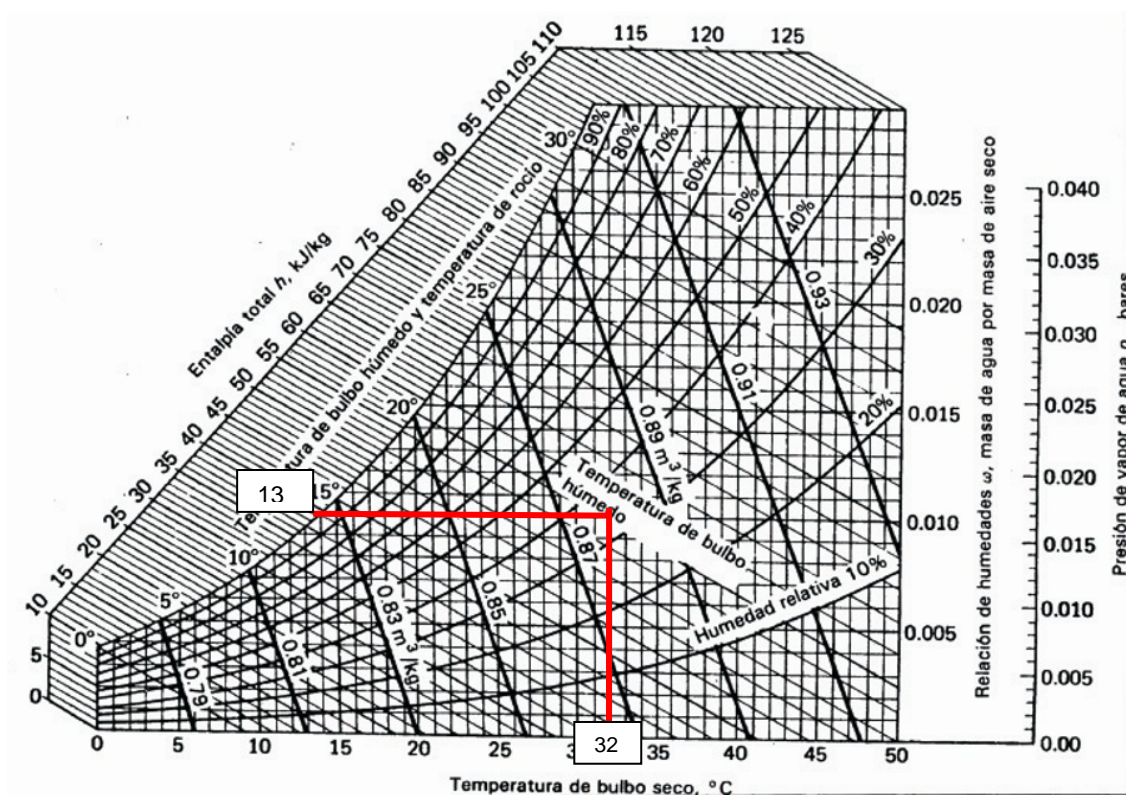


Figura 4. 9 Obtención de la temperatura de rocío

#### 4.5.4 Establecer $\Delta\theta_{C,lim}$

Teniendo la temperatura de rocío fijada, se procede a calcular la temperatura media logarítmica (  $\Delta\theta_{C,des}$  ) entre el fluido y la estancia en estudio. Dicha temperatura limitará la zona de trabajo en el diagrama de curvas características.

$$\Delta\theta_C = \frac{\theta_{C,out} - \theta_{C,in}}{\ln \frac{\theta_{C,in} - \theta_i}{\theta_{C,out} - \theta_i}} = \frac{\sigma_C}{\ln \frac{\theta_{C,in} - \theta_i}{\theta_{C,out} - \theta_i}} \quad (25)$$

Donde:

$\theta_{C,in}$  → Temperatura de impulsión del fluido [°C].

$\theta_{C,out}$  → Temperatura de retorno del fluido [°C].

$\sigma_C$  → Diferencia de temperaturas entre  $\theta_{C,in}$  y  $\theta_{C,out}$ . Para refrigeración la norma dicta que  $\sigma_C \leq 2$ .

Obteniendo un valor de:

$$\Delta\theta_{C,des} = 11,97 \text{ °C}$$

Este valor sería la limitación en el diagrama de curvas características, pero la norma permite que se pueda llegar a valores de  $\sigma/2$  más. Debido a que en el proyecto se ha tomado un valor de  $\sigma=2$ , el límite máximo es de  $\Delta\theta_{C,in,des} = 12,97^\circ\text{C}$ .

Pueden verse en la siguiente figura las curvas características con los valores obtenidos anteriormente:

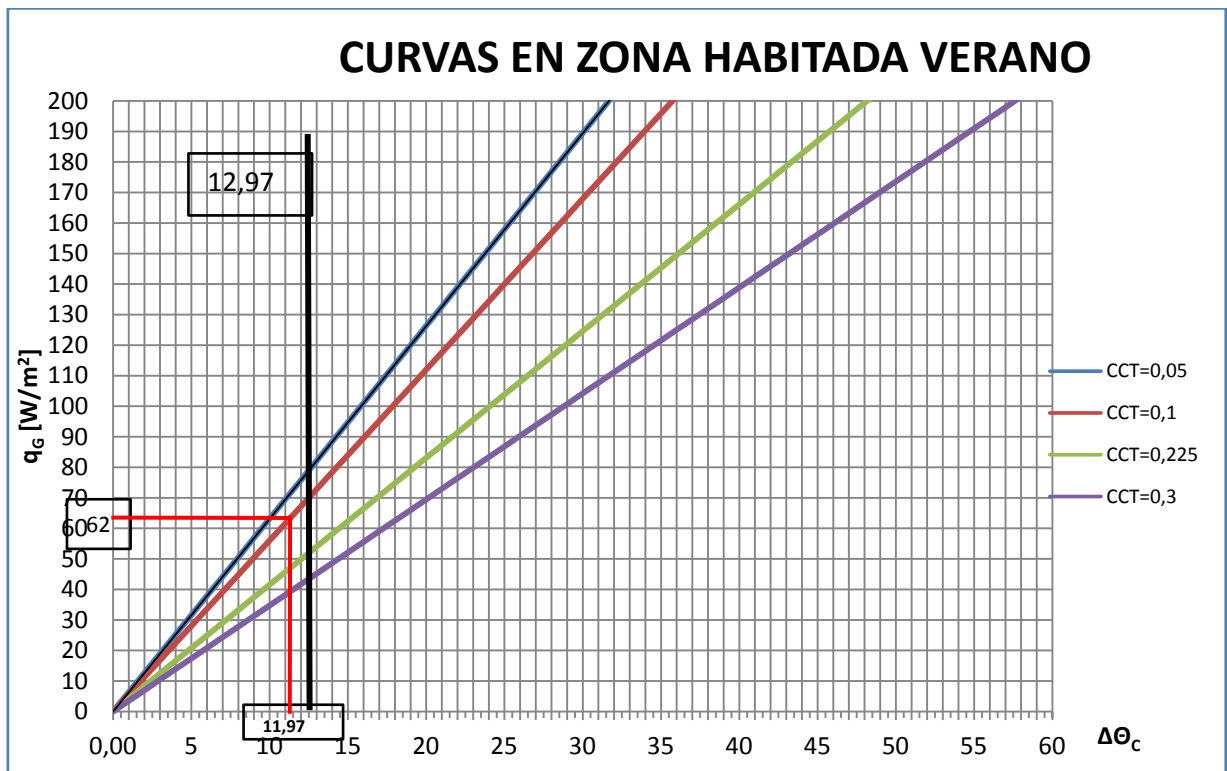


Figura 4. 10 Zona operativa del suelo radiante en refrigeración

Entrando al gráfico con el flujo de calor máximo en refrigeración ( $62,67 \text{ W/m}^2$ ) se obtiene que  $\Delta\theta_{C,des} = 11,97 \text{ }^\circ\text{C}$ , donde a partir de éste resultado se pueden ir obteniendo el resto de parámetros.

#### 4.5.5 Obtención de la temperatura de impulsión $\theta_C$

Una vez obtenida el valor de  $\Delta\theta_{C,N}$  de la ecuación siguiente se despeja  $\theta_C$  :

$$\theta_{C,in} = \theta_i - \Delta\theta_{C,in,des} = 13,03 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### 4.5.6 Cálculo de parámetros para el resto de estancias en refrigeración.

Entrando en el campo de curvas características con la potencia específica de cada estancia se irán seleccionando los pasos  $T$ , escogiendo el paso mayor para ahorrar en longitud de tubo. Así se obtendrá la temperatura  $\Delta\theta_C$ , de la cual se podrán calcular  $\theta_{F,max}$  y  $m_H$  en cada estancia.

#### 4.5.6 Temperatura de retorno $\theta_R$

La obtención de la temperatura de retorno se obtiene aplicando las mismas ecuaciones de calefacción. En cambio en refrigeración se fija para la calculada a máxima potencia térmica específica, teniendo un valor de  $\theta_R = 15^\circ\text{C}$ .

$$\theta_R = \theta_C - \sigma \quad (26)$$

#### 4.5.7 Temperatura de retorno $\theta_{F,\max}$

A continuación se representa como se obtiene la temperatura de la superficie con ayuda de la curva característica básica.

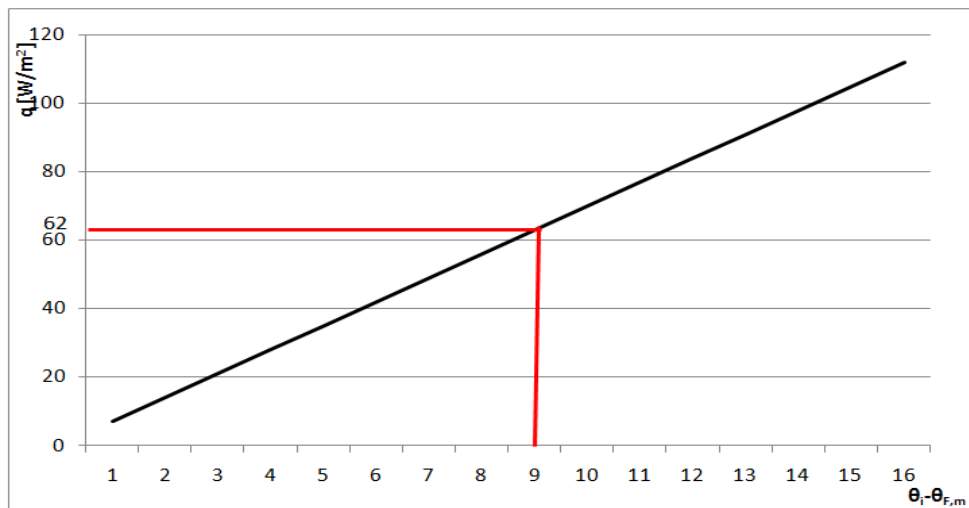


Figura 4. 11 Curva característica en verano

Donde despejando se obtiene la temperatura de la superficie del suelo:

$$\theta_{F,m} = \theta_i - (\theta_i - \theta_{F,m}) \quad (27)$$

#### 4.5.7 Cálculo del caudal $m_H$

Se obtiene aplicando las mismas ecuaciones de calefacción. En la siguiente tabla se expresan los parámetros de diseño para la estancia de máxima potencia específica en refrigeración.

ESTANCIA	$\theta_i$ [°C]	$\theta_{c,in}$ [°C]	$\sigma$ [°C]	$\Delta\theta_c$	T [m]	$\theta_{F,m}$ [°C]	$\theta_R$ [°C]	$m_H$ [l/s]
8	26,00	13,03	2	11,9	0,10	17,05	15	0,11

Tabla 4. 13 Parámetros de diseño de refrigeración

En la Tabla 4. 14 se muestran los resultados obtenidos por estancia:

ESTANCIA	$\Delta\theta_c$	T [m]	$\theta_{F,m}$ [°C]	$m_H$ [l/s]
1	10,45	0,10	17,644	0,39
2	9,51	0,10	18,399	0,30
3	9,86	0,10	18,120	0,34
4	10,73	0,23	19,635	0,22
5	9,85	0,10	18,126	0,26
6	11,66	0,10	16,678	0,08
7	4,03	0,38	24,333	0,09
8	10,62	0,05	16,420	0,11
11	8,92	0,10	18,865	0,05
9	10,98	0,10	17,222	0,06
10	11,25	0,10	17,001	0,07
12	5,84	0,38	23,581	0,02
13	8,23	0,38	22,596	0,02
14	11,91	0,38	21,073	0,10
15	8,92	0,38	22,309	0,04
16	10,30	0,23	19,889	0,05
17	9,76	0,38	21,961	0,04
18	9,43	0,38	22,097	0,04
19	10,28	0,38	21,747	0,06
21	9,89	0,10	18,096	0,66
20	11,13	0,38	21,393	0,04
22	10,47	0,38	21,667	0,03
24	10,97	0,23	19,494	0,11
26	10,28	0,38	21,747	0,09
28	6,93	0,38	23,132	0,02
29	6,16	0,38	23,451	0,02
30	10,66	0,10	17,477	0,06
31	11,84	0,10	16,537	0,06
23	9,61	0,38	22,022	0,04
25	11,67	0,38	21,172	0,03
27	8,38	0,38	22,531	0,02

Tabla 4. 14 Parámetros por estancia en verano



## 4.6 Longitud total del tubo

Para obtener el cálculo total del tubo que se va a necesitar en la instalación del suelo radiante se usará la siguiente ecuación para el cálculo:

$$L = \frac{A_F}{T} + 2 \cdot l \quad (28)$$

Donde:

$L \rightarrow$  Longitud de tubo para cada estancia [m].

$l \rightarrow$  Longitud entre el colector y la estancia a climatizar [m].

$A_F \rightarrow$  Superficie de la zona habitada [m<sup>2</sup>].

En los siguientes puntos se detalla en profundidad el procedimiento necesario para obtener los parámetros necesarios para el cálculo anterior.

### 4.6.1 Cálculo del número de circuitos por estancia

Se considera que la longitud de cada circuito sea menor o igual a 120 m [ 6 ], de modo que en cada estancia se dividirá en los circuitos que sean necesarios para cumplir dicha condición. En la Tabla 4. 15 se muestran los resultados obtenidos.

### 4.6.2 Cálculo del número de colectores y longitud $l$

Para definir la longitud que existe entre el colector y cada estancia, primero hay que posicionar en qué lugar van a estar ubicados los colectores en cada planta, véase Figura 4. 12 y la Figura 4. 13. En la planta baja se colocarán los siguientes colectores:

- Colector 1  $\rightarrow$  12 salidas.
- Colector 2  $\rightarrow$  12 salidas.
- Colector 3  $\rightarrow$  7 salidas.

La segunda planta tendrá los siguientes colectores:

- Colector 4  $\rightarrow$  12 salidas.
- Colector 5  $\rightarrow$  12 salidas.
- Colector 6  $\rightarrow$  2 salidas.

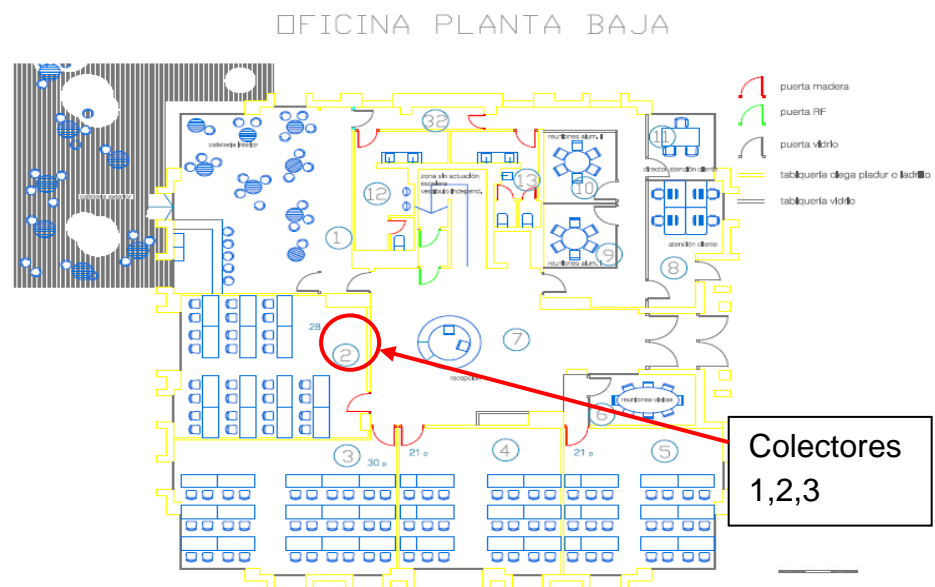


Figura 4. 12 Situación de los colectores de la planta baja

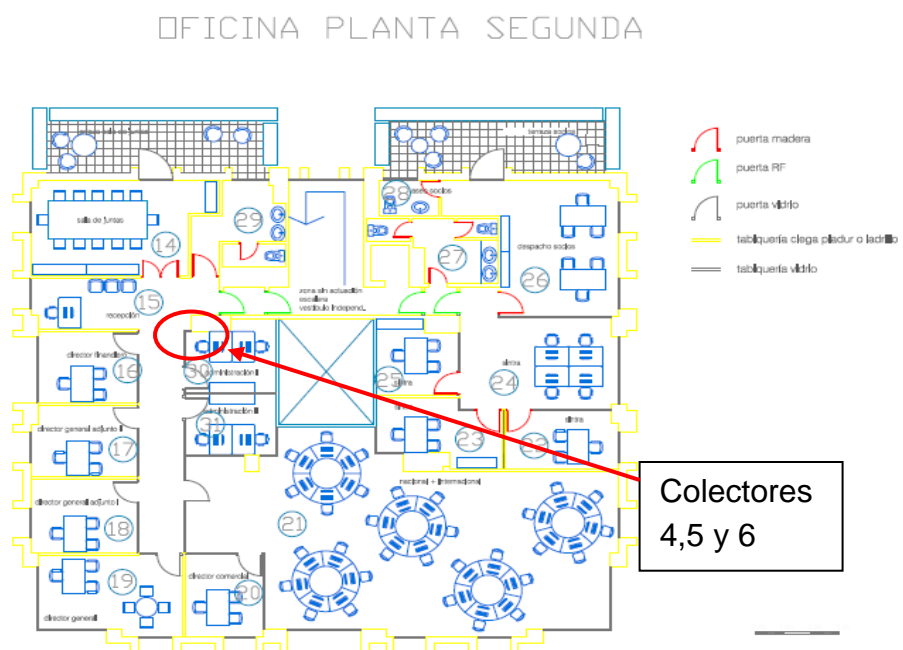


Figura 4. 13 Situación de los colectores de la primera planta

Con todas las variables fijadas se obtienen los siguientes resultados:

ESTANCIA	<i>l</i> [m]	T [m]	SUPERFICIE [m <sup>2</sup> ]	Nº circuitos	Long por circuito [m]	Long tot [m]	L <sub>total</sub> [m]	Nº Colector
1	0,73	0,10	53,98	5	108	541,26	541,99	1
2	1,21	0,10	45,22	4	114	454,62	455,83	1
3	6,34	0,10	50,19	5	103	514,58	520,92	2
4	6,44	0,30	39,53	2	72	144,65	151,09	1
5	9,33	0,10	37,90	4	99	397,66	406,99	2
6	8,62	0,10	9,30	1	110	110,24	118,86	1
7	0,00	0,38	64,74	2	86	172,64	172,64	2
8	9,82	0,05	13,67	3	98	293,04	302,86	3
11	10,93	0,10	7,65	1	98	98,36	109,29	2
9	5,97	0,10	7,86	1	91	90,54	96,51	3
10	6,96	0,10	8,71	1	101	101,02	107,98	3
12	1,55	0,38	11,77	1	34	34,49	36,04	3
13	7,76	0,38	7,02	1	34	34,24	42,00	3
14	2,16	0,38	22,34	1	64	63,89	66,05	4
15	0,83	0,38	12,90	1	36	36,06	36,89	4
16	4,02	0,30	9,84	1	41	40,84	44,86	4
17	5,79	0,38	10,48	1	40	39,53	45,32	4
18	8,50	0,38	10,98	1	46	46,28	54,78	4
19	10,50	0,38	15,50	1	62	62,33	72,83	4
21	6,32	0,10	96,63	9	109	978,94	985,26	5
20	10,18	0,38	8,97	1	44	44,28	54,46	4
22	10,98	0,38	9,25	1	47	46,63	57,61	4
24	7,60	0,23	20,01	1	104	104,13	111,73	6
26	9,10	0,38	25,53	1	86	86,28	95,38	4
28	5,72	0,38	7,07	1	30	30,29	36,01	4
29	1,18	0,38	7,45	1	22	22,23	23,41	4
30	0,90	0,10	8,75	1	89	89,30	90,20	5
31	3,86	0,10	7,83	1	86	86,02	89,88	5
23	6,19	0,38	10,13	1	39	39,39	45,58	5
25	4,86	0,38	8,13	1	31	31,40	36,26	4
27	6,41	0,38	5,82	1	28	28,34	34,75	6
<b>TOTAL</b>				<b>57</b>			<b>5044,26</b>	

Tabla 4. 15 Resumen de parámetros de cálculo de longitud de tubo

## 4.7 Pérdida de carga

El cálculo de la pérdida de carga es un apartado fundamental en el diseño del sistema, ya que la elección de la bomba de impulsión del fluido caloportador depende de la pérdida de carga y del caudal demandado.

Debido a que el sistema que se está diseñando trabaja de dos formas distintas, es decir, como calefacción y como refrigeración, los caudales que dan cada uno de ellos son distintos. Debido a este motivo el caudal que se escogerá será el mayor, ya que así se cubrirán todas las posibilidades. En este caso el mayor caudal lo da el sistema en modo de refrigeración, por tanto el caudal de diseño de pérdida de carga será:

$$m_{H,total} = 3,51 \left[ \frac{l}{s} \right] = 0,0035 \frac{m^3}{s}$$

Para el cálculo de la máxima pérdida de carga se usa la siguiente formulación matemática:

$$\Delta P_{max} = \Delta P_{cicuito,max} + \Delta P_{accesorios} + \Delta P_{Bomba-colector} + \Delta P_{colector} + \Delta P_{altura} \quad (29)$$

### 4.7.1 $\Delta P_{cicuito,max}$

Es la pérdida de carga de mayor valor entre los circuitos de todas las estancias del diseño. Para la obtención del valor numérico se aplicará la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \frac{\rho_{agua} \cdot 8 \cdot \dot{m}^2}{\pi^2 \cdot D_{int}^4} \cdot f \cdot \frac{L}{D_{int}} \quad (30)$$

Donde:

$\Delta P \rightarrow$  Pérdida de carga [Pa].

$f \rightarrow$  Factor de fricción.

$D_{int} \rightarrow$  Diámetro interior de la tubería [m].

$L \rightarrow$  Longitud del tubo [m].

$\dot{m} \rightarrow$  Gasto másico [Kg/s].

#### 4.7.1.1 Factor de fricción

El factor de fricción depende del tipo de régimen del fluido en el interior del tubo. Para saber en qué régimen se está trabajando se calcula el número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho_{agua} \cdot V \cdot D_{int}}{\mu} \quad (31)$$

Donde:

$$V \rightarrow \text{Velocidad del fluido} = \frac{m_{H,total}}{S_{tubo}} \quad [m/s].$$

$$S_{tubo} \rightarrow \text{Sección del tubo} [m^2].$$

$$\mu \rightarrow \text{Viscosidad cinemática} = 0,000891 \quad [Kg/m \cdot s]$$

Si  $Re < 2000$ , implica que el fluido se encuentra en régimen laminar, por lo que se puede aplicar la siguiente ecuación para calcular  $f$ :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (32)$$

Si por el contrario el número de Re es  $2000 \leq Re \leq 4000$  el fluido estará en zona de transición y si  $Re \geq 4000$  se encontrará en régimen turbulento, en ambos casos una forma de cálculo del factor de fricción es usando el Diagrama de Moody, donde  $f$  queda en función del Re y  $\left(\frac{\epsilon}{D_{int}}\right)$ :

$$f = F\left(Re, \frac{\epsilon}{D_{int}}\right) \quad (33)$$

Donde:

$\frac{\epsilon}{D_{int}} \rightarrow$  Es la rugosidad relativa y  $\epsilon$  es la rugosidad absoluta del tubo cuyo valor para el tubo de polietileno reticulado es de  $\epsilon = 0,007 [mm]$ . Siendo el  $D_{int}$  de 16 [mm], se obtiene un valor de rugosidad relativa de:

$$\frac{\epsilon}{D_{int}} = 0,00044$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos de la pérdida de carga por estancia:

ESTANCIA	Caudal por circuito [m <sup>3</sup> /s]	f	V [m/s]	Re	$\Delta P_{\text{circuito}}$ [Pa]
1	7,84E-05	0,035	0,39	6999	17809
2	7,46E-05	0,035	0,37	6666	17185
3	6,87E-05	0,036	0,34	6136	13488
4	9,81E-05	0,033	0,49	8761	17583
5	6,48E-05	0,036	0,32	5787	11778
6	7,53E-05	0,035	0,37	6725	16926
7	5,06E-05	0,039	0,25	4518	6684
8	3,79E-05	0,043	0,19	3386	4629
11	4,85E-05	0,040	0,24	4330	7084
9	5,99E-05	0,037	0,30	5352	9375
10	6,81E-05	0,036	0,34	6080	13032
12	2,47E-05	0,049	0,12	2208	796
13	2,08E-05	0,035	0,10	1854	394
14	9,56E-05	0,033	0,48	8539	14851
15	4,14E-05	0,042	0,21	3693	1980
16	4,48E-05	0,041	0,22	4000	2569
17	3,68E-05	0,043	0,18	3283	1778
18	3,72E-05	0,043	0,19	3325	2126
19	5,73E-05	0,038	0,28	5113	5968
21	7,37E-05	0,035	0,37	6584	16097
20	3,59E-05	0,043	0,18	3206	1913
22	3,48E-05	0,044	0,17	3110	1913
24	1,13E-04	0,032	0,56	10099	32447
26	9,43E-05	0,033	0,47	8423	19586
28	1,76E-05	0,041	0,09	1573	296
29	1,65E-05	0,043	0,08	1473	203
30	6,48E-05	0,037	0,32	5786	10573
31	6,44E-05	0,037	0,32	5748	10072
23	3,50E-05	0,044	0,17	3126	1631
25	3,41E-05	0,044	0,17	3045	1243
27	1,75E-05	0,041	0,09	1566	275

Tabla 4. 16 Resultados por estancia de la pérdida de carga

De la tabla mostrada anteriormente se obtiene el circuito con la mayor pérdida de carga. En este caso corresponde a la estancia 21 con un valor de:

$$\Delta P_{\text{circuito,max}} = 32,44 \text{ KPa}$$

#### 4.7.2 $\Delta P_{\text{accesorios}}$

La pérdida de carga de los accesorios o pérdida de carga secundaria corresponde a los elementos intermedios que tiene la instalación, como codos, válvulas, etc. Aplicando la norma UNE 149201 [13], la cual considera que la pérdida de carga debida a los accesorios de la instalación es el 30% de la pérdida de carga del circuito. Por tanto el valor numérico sería el siguiente:

$$\Delta P_{\text{accesorios}} = 9,73 \text{ KPa}$$

#### 4.7.3 $\Delta P_{\text{Bomba-colector}}$

Esta pérdida de carga corresponde a la red de tuberías que van desde el cuarto de calderas hasta los colectores de distribución. Debido a que el presente proyecto consta de dos alturas y de dos zonas de ubicación de los colectores se escoge la situación más desfavorable, la cual se refiere al tramo de unión entre el cuarto de calderas y los colectores de la primera planta, cuya longitud dista 6 metros.

A continuación se muestra un esquema de la instalación:

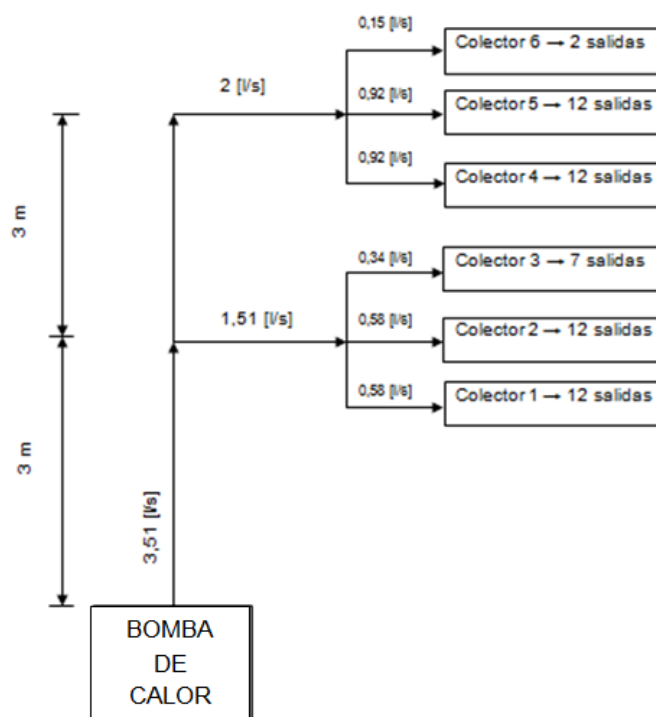


Figura 4. 14 Esquema de la instalación primaria

Según el fabricante de tubos reticulados Uponor [ 6 ], recomienda que en este tramo de tuberías la pérdida de carga no sea superior a 0,2 KPa/m. en la Figura 4. 15 se muestra el diagrama proporcionado por el fabricante Uponor donde con el caudal total (3,51 l/s) y el caudal que llega al colector 4 que es donde está el circuito con máxima pérdida de carga (2 l/s). Por tanto el tubo que se debería escoger en el primer tramo (de la caldera hasta la bifurcación de las dos plantas) es de 75x6,8mm y para la conexión desde la bifurcación hasta los colectores de 63x5,8mm. Se usará la misma sección para las dos plantas.

Del diagrama se obtiene:

$$\frac{\Delta P_{Bomba-colector}}{m} = 0,18 \text{ KPa/m}$$

Multiplicando por la longitud entre la bomba y los colectores (6 m):

$$\Delta P_{Bomba-colector} = 0,18 \cdot 3 + 0,18 \cdot 3 = 1,08 \text{ KPa}$$

A continuación se muestra el diagrama proporcionado por Uponor [ 7 ] para un refuerzo gráfico del procedimiento de cálculo.



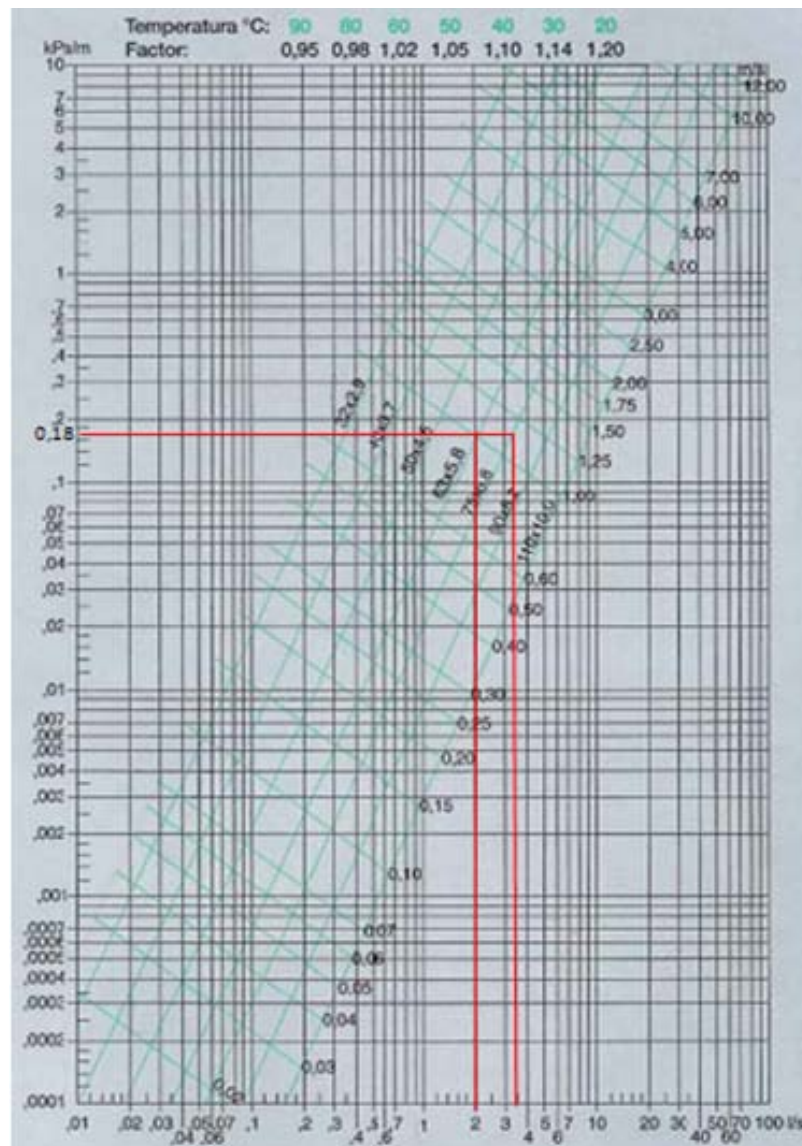


Figura 4. 15 Diagrama de pérdida de carga de tuberías Uponor [ 7 ]

#### 4.7.4 $\Delta P_{\text{colector}}$

Corresponde a la pérdida de carga que se produce en el colector. A partir de la Figura 4. 16 se obtiene el colector con mayor pérdida de carga, a partir del caudal que distribuye y del número de circuitos que abastece. El colector con mayor pérdida de carga es el colector 6 (0,15 l/s y dos circuitos).

La siguiente figura muestra la gráfica utilizada:

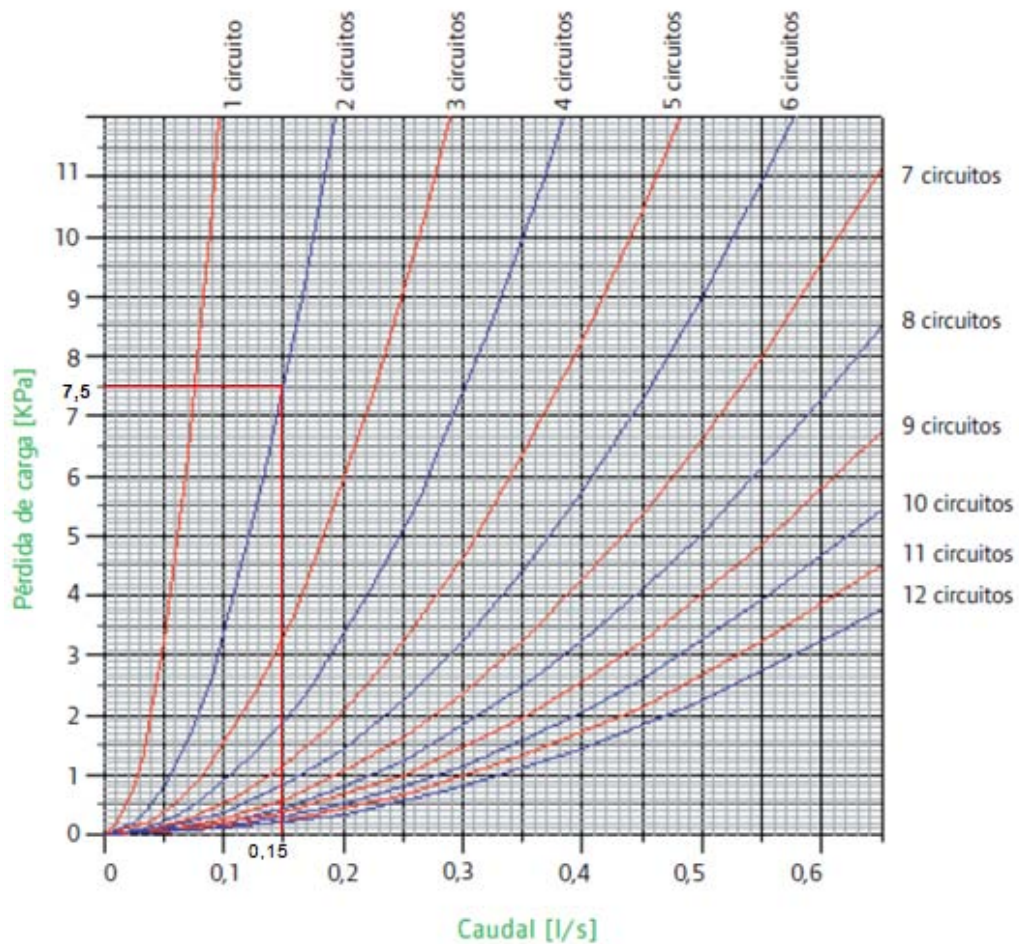


Figura 4. 16 Gráfica de pérdida de carga de colectores [ 7 ]

Obteniendo un valor de:

$$\Delta P_{colector} = 7,5 \text{ KPa}$$

#### 4.7.5 $\Delta P_{altura}$

Esta pérdida de carga corresponde a la producida por el efecto de la gravedad. Siendo la máxima altura de la instalación  $H=6$  [m]. La formulación es la siguiente:

$$\Delta P_{altura} = \rho \cdot g \cdot H = 58,80 \text{ KPa}$$

Finalmente, sustituyendo en la ecuación (29) se obtiene una pérdida de carga máxima:

$$\Delta P_{max} = 109.56 \text{ KPa}$$

Debido a que posteriormente habrá que seleccionar una bomba y los catálogos de los fabricantes ofrecen gráficas en las que aparece la pérdida de carga que de de hacer frente la bomba y el caudal impulsado. Ésta se calcula de la siguiente forma:

$$H = \frac{\Delta P_{max}}{\rho \cdot g} = 11,18 \text{ m} \quad (34)$$

## 4.8 Especificación de los componentes

### 4.8.1 Bomba de calor aire agua

La bomba de calor es la encargada de calentar el fluido que circula por la instalación a una temperatura entre 35 y 45°C, y en el modo de refrigeración enfriar el agua entre 12 y 16°C. Para la correcta elección de la bomba de calor es necesario basar la elección en la potencia demandada en el diseño de cargas térmicas máximas de calefacción y refrigeración. Por tanto:

$$Q_{inv,max} = 30,29 \text{ KW}$$

$$Q_{ver,max} = 28,25 \text{ KW}$$

Se ha escogido una bomba de calor reversible, aire-agua, Armec, Serie ANL con una potencia nominal de calefacción de 46 KW y 43 KW para refrigeración [ 12 ].

### 4.8.2 Bomba de impulsión

La bomba es la encargada de impulsar el fluido a todas las estancias con el caudal del diseño requerido. Para seleccionar la bomba los fabricantes requieren dos medias para poder seleccionar la bomba adecuada, el caudal y la altura. Del apartado 4.3.5 se obtiene que la altura que requiere el presente proyecto es de 11,18 m y el caudal de diseño es de 12672 l/h. Del catálogo de bombas de Hasa [ 8 ], se escoge la bomba de modelo CO-350/15 M, proporcionando un caudal máximo de 18000 l/h y una altura máxima de 12 m.

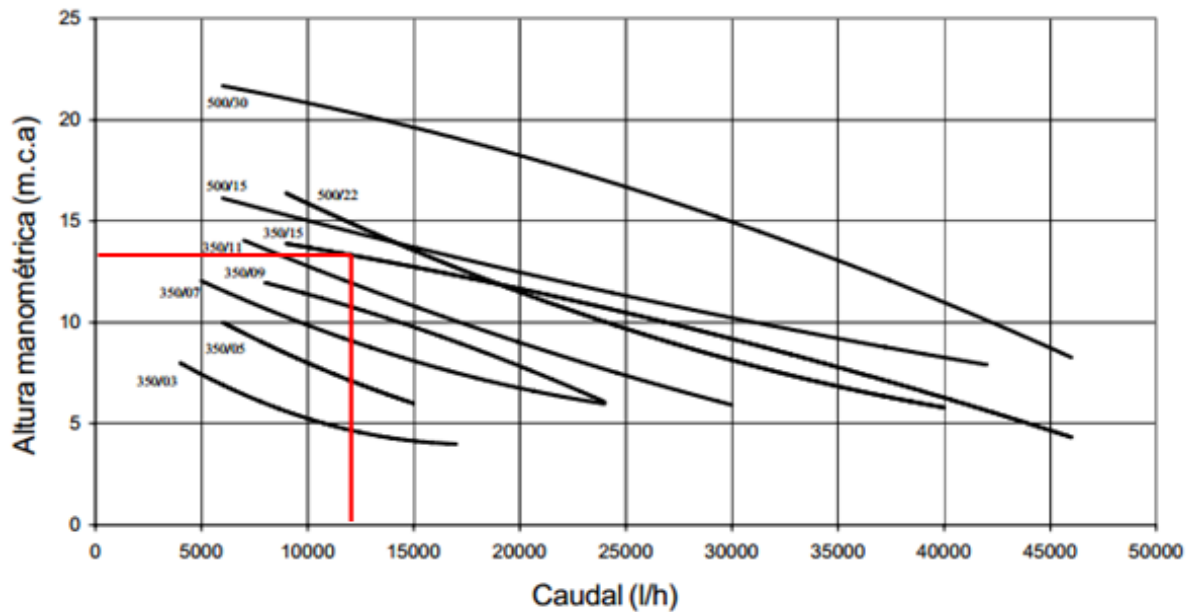


Figura 4. 17 Curvas características de bombas Hasa serie CO [ 8 ]

#### 4.8.3 Tubo

El tipo de tubo que se va a utilizar en diseño es de polietileno reticulado, el diseño requiere tres medidas de tubo distintos:

- **Unión del cuarto de calderas con la bifurcación de las plantas** → Se usará un diámetro de 75x6,8mm (red principal)
- **Bifurcación de las plantas hasta los colectores** → Se usará un diámetro de tubería de 63x5,8mm. (red principal)
- **Unión de los colectores con las estancias** → Se usará tubo de diámetro de 20x1,6mm. (red secundaria)

La longitud de tubo que se necesita en la red principal es de un total de 9 metros. En cuanto a la red secundaria, como se calculó en el apartado 4.6, se necesita una longitud total de tubo de 5044,26 m. Debido a que el fabricante Uponor trabaja con rollos de una longitud máxima de 200 m, se necesitarán 26 rollos para cubrir la demanda.

#### 4.8.4 Depósito de expansión

La finalidad de éste elemento es absorber las fluctuaciones de volumen del fluido en el circuito debido a las variaciones de temperatura. Así el depósito consta de dos partes separadas por una membrana. En una parte es donde el agua entra y sale y en la otra se aloja un gas que al entrar agua por el otro lado del depósito se comprime haciendo que la presión del circuito se mantenga constante. Para el cálculo de las dimensiones necesarias que se requieren en el sistema a diseño se aplicará la norma UNE 100155 [ 15 ]. Se aplicará la siguiente ecuación:

$$V_{expansion} = V_{instalación} \cdot C_e \cdot C_p \quad (35)$$

Donde:

$V_{expansion}$  → Volumen del depósito de expansión [l].

$V_{instalación}$  → Volumen de la instalación [l] cuyo valor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$V_{instalación} = \left( \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \cdot L_{total} \right)_{red\ principal} + \left( \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \cdot L_{total} \right)_{red\ secundaria} = \frac{\pi \cdot 0,068^2}{4} \cdot 9 + \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \cdot 5044,26 = 1046,89 \text{ L} \quad (36)$$

$C_e$  → Coeficiente de expansión según la temperatura máxima del sistema para rangos de temperatura entre 30 y 70°C. La expresión matemática es la siguiente:

$$C_e = (-1,75 + (0,064 \cdot T) + (0,0036 \cdot T^2)) \cdot 10^{-2} = 0,05914 \quad (37)$$

$C_p$  → Es el coeficiente de presiones. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C_p = \frac{P_M}{P_M - P_m} \quad (38)$$

Donde:

$P_M$  → Es la presión de la instalación expresada en bares, cuyo valor se ha considerado de 4 [bar] para el presente diseño.

$P_m$  → Corresponde a la presión provocada por la gravedad, es decir, por la altura máxima del circuito, cuyo valor en el proyecto es de 6 m, por tanto:

$$P_m = 0,58 \text{ bar}$$

Por tanto:

$$C_p = \frac{4}{4 - 0,58} = 1,16$$

Y por consiguiente se obtiene un volumen del depósito de expansión de:

$$\mathbf{V_{expansion} = 71,81 \text{ l}}$$

Se ha escogido el modelo WEL 100 ME de Saunier dual [ 9 ].

## **5. COMPARATIVA CON BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE**

## 5.1 Bomba de calor aire-aire

La instalación con la que se va a hacer la comparación del suelo radiante/ refrescante es una bomba de calor aire-aire con dispositivos fancoil independientes en cada estancia. El sistema que se va a utilizar es de caudal variable de refrigerante, (VRF), donde el sistema varía el caudal de refrigerante que llega a cada estancia en función de la demanda térmica que se requiera en cada momento. Los dispositivos interiores que se van a utilizar son dos.

Cassete → Este dispositivo va instalado en el techo, teniendo cuatro salidas de aire, con lo que se produce una buena repartición de las salida de aire frio a la estancia.



Figura 5. 1 Unidad interior tipo Cassete modelo 11-035 MCDHKI

Mural → Este tipo de dispositivo es un añadido en la pared, el cual sólo proporciona una salida de aire. Es ideal para estancias pequeñas.



Figura 5. 2 Unidad interior tipo mural modelo 10-025 MCDHWI



## 5.2 Elección de los emisores

Si no se usa el sistema de suelo radiante/ refrescante, el RITE [ 5 ] establece que las condiciones de confort en el interior de la habitación son de una temperatura seca de 23 a 25 °C. Aplicando el procedimiento de cálculo del capítulo 2 y considerando  $T_{int} = 25$  °C para refrigeración y  $T_{int} = 22$  °C para calefacción, las cargas térmicas máximas son:

$$Q_{ver} = 30,82 \text{ KW}$$

$$Q_{inv} = 32,72 \text{ KW}$$

Realizando el mismo procedimiento de cálculo del capítulo 3 se obtiene un demanda térmica anual de 123,53 MWh, donde 66,8 MWh son para calefacción y 56,71 MWh para refrigeración.

Sabiendo la carga térmica que tiene que cubrir la bomba de calor para calefacción y refrigeración se puede seleccionar la unidad exterior. En el presente proyecto se ha seleccionado la máquina 10-350 MCDHO de Saunier dual [ 9 ].

Dependiendo de las necesidades térmicas de cada estancia se utilizarán distintos dispositivos emisores que cubran la carga térmica, tanto en calefacción, como en refrigeración. En la siguiente tabla se muestran las cargas térmicas de cada estancia y los aparatos utilizados [ 9 ] para cubrirla :

Estancia	$Q_{ver}$ [W]	Potencia en refrigeración [W]	$Q_{inv}$ [W]	Potencia en calefacción [W]	Nº dispositivos	Dispositivo
1	3444,63	3600	2685,89	3960	1	11-035 MCDHKI CASSETE
2	2624,65	2800	3646,96	3200	2	11-025 MCDHKI CASSETE
3	3020,24	3600	4351,70	3960	2	11-035 MCDHKI CASSETE
4	1724,92	2800	2145,97	3200	1	11-025 MCDHKI CASSETE
5	2278,82	2800	3179,67	3200	1	11-025 MCDHKI CASSETE
6	662,00	2800	592,83	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
7	889,47	2800	389,10	3200	1	11-025 MCDHKI CASSETE
8	1000,00	2800	803,42	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
11	426,26	2800	473,15	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
9	526,85	2800	468,77	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
10	598,55	2800	470,36	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
12	217,39	2800	324,66	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
13	182,49	2800	240,13	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
14	840,52	2800	1003,10	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
15	363,58	2800	367,02	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
16	393,74	2800	442,65	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL

17	323,20	2800	315,80	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
18	327,27	2800	321,92	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
19	503,35	2800	663,16	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
21	5832,65	2800	5247,93	3200	2	11-025 MCDHKI CASSETE
20	315,60	2800	306,97	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
22	306,10	2800	286,20	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
24	994,10	2800	748,09	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
26	829,19	2800	986,40	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
28	154,85	2800	265,39	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
29	145,02	2800	243,52	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
30	569,51	2800	486,76	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
31	565,84	2800	483,33	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
23	307,76	2800	264,82	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
25	299,76	2800	257,37	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL
27	154,17	2800	248,76	3500	1	10-025 MCDHWI MURAL

Tabla 5. 1 Aparatos por estancia en refrigeración

Para cubrir la demanda térmica de todas las estancias se necesita un total de 34 emisores.

### 5.3 Comparativa de eficiencia energética

Se va a comparar la eficiencia de la bomba de calor en una instalación de suelo radiante/ refrescante (aire-agua), con el de una bomba de calor aire-aire mediante fancoil. Se llamará:

- **Instalación 1** → Al sistema de climatización con Bomba de calor más suelo radiante/ refrescante.
- **Instalación 2** → Al sistema de climatización con Bomba de calor más suelo fancoil.

En la siguiente figura se muestra un esquema del funcionamiento de una bomba de calor aire-agua:

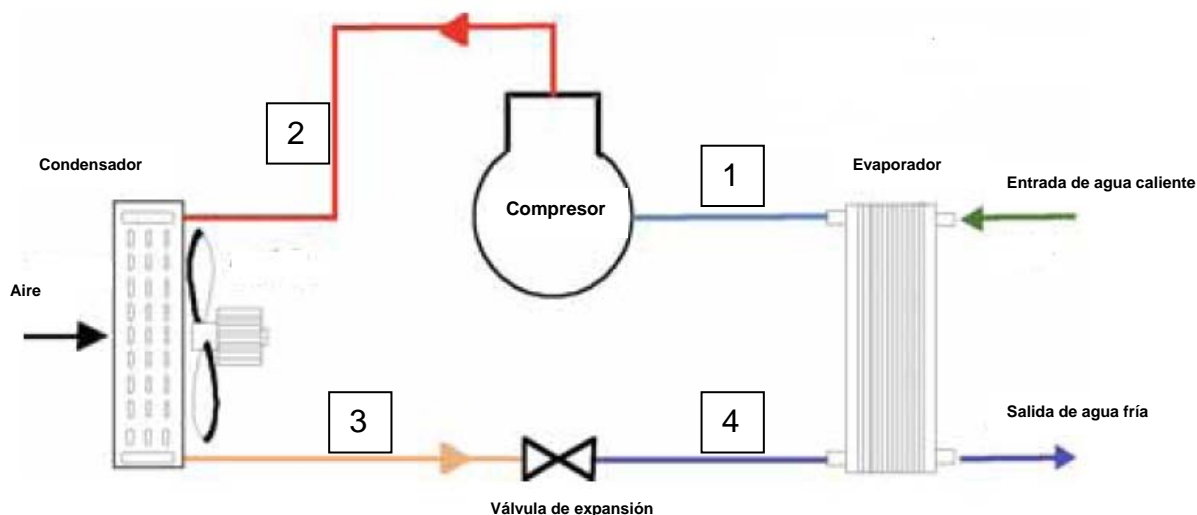


Figura 5. 3 Esquema del ciclo de una bomba de calor aire agua funcionando en modo de refrigeración

El esquema de la Figura 5. 3 representa un ciclo de refrigeración de una bomba de calor aire-agua. Los puntos que se muestran en el esquema corresponden a los puntos característicos del ciclo. Posteriormente se dibujarán en el diagrama p-h para poder obtener los parámetros necesarios para el cálculo que se persigue.

### 5.3.1 Diagrama P-h del los distintos ciclos de compresión

Se van a representar en un diagrama p-h, el ciclo termodinámico de las dos instalaciones para verano e invierno. El refrigerante utilizado es el R410A.

Se ha considerado condiciones de saturación del refrigerante a la salida del condensador y del evaporador. En la siguiente tabla se muestran los parámetros en calefacción para las dos instalaciones:

Sistema	$T_{\text{evaporador}}$ [°C]	$T_{\text{condensador}}$ [°C]	$h_1$ [KJ/Kg]	$h_2$ [KJ/Kg]	$h_{2s}$ [KJ/Kg]	$h_3=h_4$ [KJ/Kg]	$\eta_i$
Instalación 1	-20	43	419	475,10	465	274	0,82
Instalación 2	-20	50	419	479,71	470	280	0,84

Tabla 5. 2 Temperaturas y entalpías características del los ciclos de compresión en invierno

Donde:

$T_{\text{evaporación}} \rightarrow$  Temperatura de evaporación [°C ].

$T_{\text{condensación}} \rightarrow$  Temperatura de condensación [°C].

$h_i \rightarrow$  Entalpías de los puntos del ciclo [KJ/Kg].

$\eta_i \rightarrow$  Rendimiento indicado.

Donde:

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (39)$$

La gráfica que se usa es la del rendimiento indicado para el refrigerante R22, que es una buena aproximación al rendimiento indicado del R410A.

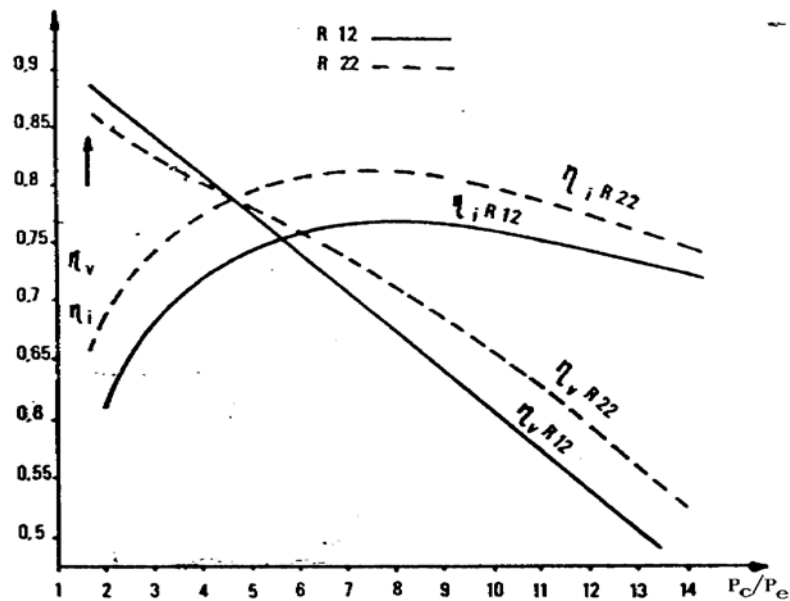


Figura 5. 4 Rendimientos indicados y volumétricos de compresores alternativos [ 14 ]

En la Figura 5. 5 se ha representado de color rojo la instalación 1, mientras que de color morado se representa la instalación 2.

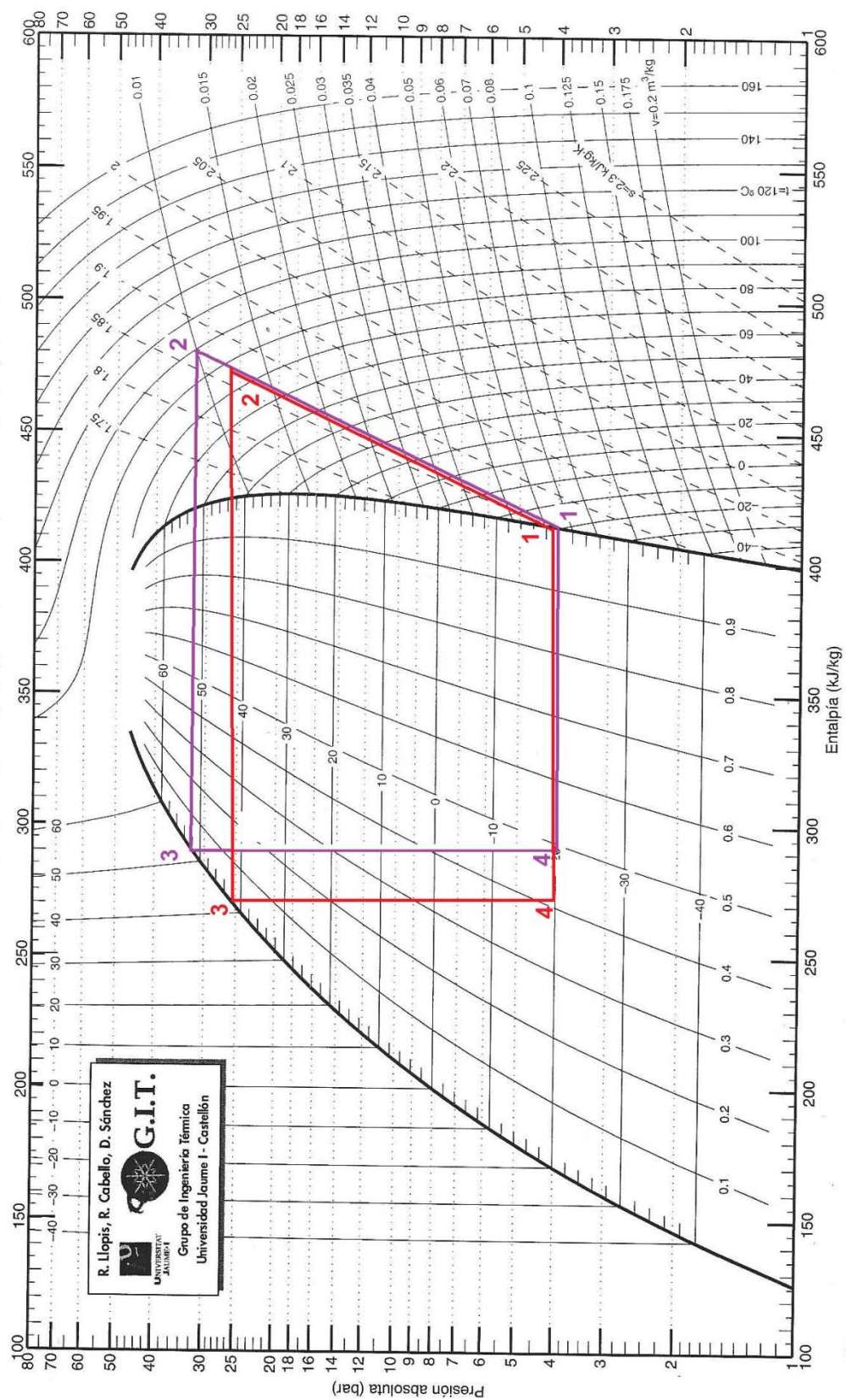


Figura 5. 5 Diagrama P-h con los ciclos de compresión en invierno

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos de las dos instalaciones para refrigeración:

Sistema	T <sub>evaporador</sub> [°C]	T <sub>condensador</sub> [°C]	h <sub>1</sub> [KJ/Kg]	h <sub>2</sub> [KJ/Kg]	h <sub>2s</sub> [KJ/Kg]	h <sub>3</sub> =h <sub>4</sub> [KJ/Kg]	η <sub>i</sub>
Instalación 1	8	52	428	452,32	446	280	0,74
Instalación 2	6	52	427	457,00	448	280	0,7

Tabla 5. 3 Temperaturas y entalpías características de los ciclos de compresión en verano

En la Figura 5. 6 se muestra los ciclos de refrigeración en el diagrama p-h, donde el color rojo representa la instalación 1 y el morado la instalación 2.

Para obtener el gasto másico de refrigerante se aplica la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \frac{\dot{Q}_T}{q} \quad (40)$$

Donde:

$\dot{Q}_T \rightarrow$  Carga térmica [KW].

$q \rightarrow$  Es el calor específico, donde:

$$- \text{Invierno} \rightarrow q_{\text{condensador}} = h_2 - h_3 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \quad (41).$$

$$- \text{Verano} \rightarrow q_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \quad (42).$$

La potencia eléctrica instantánea del compresor se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{\text{compresor,elec}} = \frac{\dot{W}_{\text{compresor}}}{\eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{elec}}} \quad [\text{KW}] \quad (43)$$

Donde:

$$\dot{W}_{\text{compresor}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} \cdot (h_2 - h_1) \quad [\text{KW}] \quad (44).$$

$\eta_{\text{mec}} \rightarrow$  Rendimiento mecánico.

$\eta_{\text{elec}} \rightarrow$  Rendimiento eléctrico.

La eficiencia energética instantánea de la bomba de calor se define como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{W}_{\text{compresor,elec}}} \quad (45)$$



# R410A

([R32, R125] [0.5, 0.5])

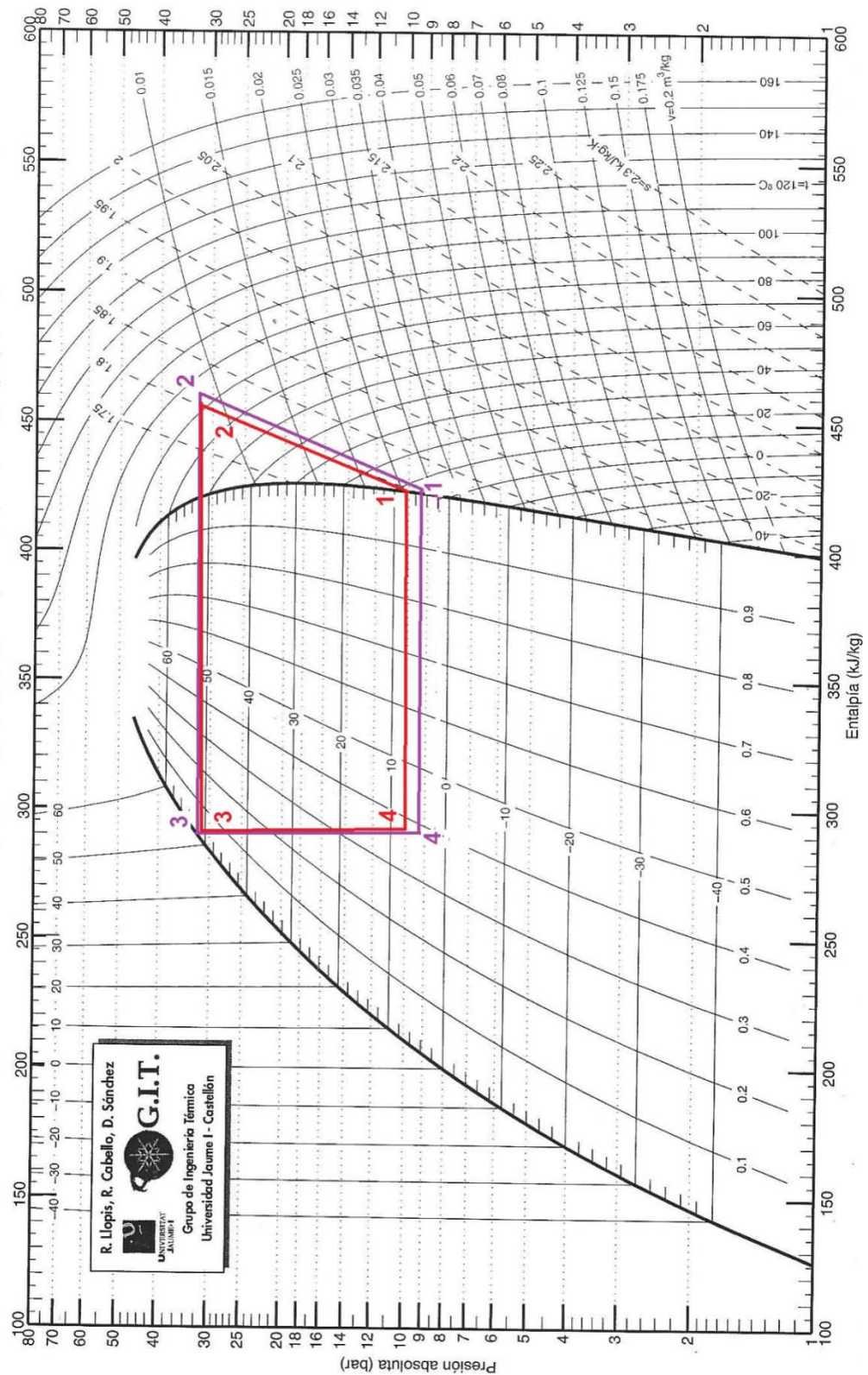


Figura 5. 6 Diagrama P-h con los ciclos de compresión en verano

En la Tabla 5. 4 se muestran los resultados obtenidos para el modo de calefacción:

Sistema	$\eta_{mec}$	$\eta_{elec}$	$\dot{m}_{ref}$ [Kg/s]	$\dot{W}_{compresor,elec}$ [KW]	$Q_{evaporador}$ [KW]	$Q_{condensador}$ [KW]	COP
Instalación 1	0,85	0,85	0,151	11,70	21,85	30,30	2,59
Instalación 2	0,85	0,85	0,164	13,76	22,77	32,72	2,38

Tabla 5. 4 Resultados de las dos instalaciones en invierno

La Tabla 5. 5 se muestran los resultados obtenidos en el modo de refrigeración:

Sistema	$\eta_{mec}$	$\eta_{elec}$	$\dot{m}_{ref}$ [Kg/s]	$\dot{W}_{compresor,elec}$ [KW]	$Q_{evaporador}$ [KW]	$Q_{condensador}$ [KW]	COP
Instalación 1	0,85	0,85	0,19	6,43	28,53	32,90	4,40
Instalación 2	0,85	0,85	0,21	8,62	30,82	36,73	3,54

Tabla 5. 5 Resultados de las dos instalaciones en verano

### 5.3.2 Eficiencia energética anual

La eficiencia energética anual del sistema de climatización tiene en cuenta el consumo eléctrico del compresor de la bomba de calor además del consumo de la bomba de impulsión o ventiladores del fancoil (dependiendo de la instalación). Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{E_T}{E_{compresor,elec} + E_i} \quad (46)$$

Donde:

$E_T \rightarrow$  Energía térmica total [KWh].

$E_i \rightarrow$  Energía eléctrica de la bomba de impulsión o ventiladores de fancoil [KWh].



### 5.3.2.1 Demanda anual eléctrica del compresor

En la Figura 5. 7 se observa la demanda eléctrica del compresor en los distintos modos de funcionamiento y para los días de trabajo del mismo.

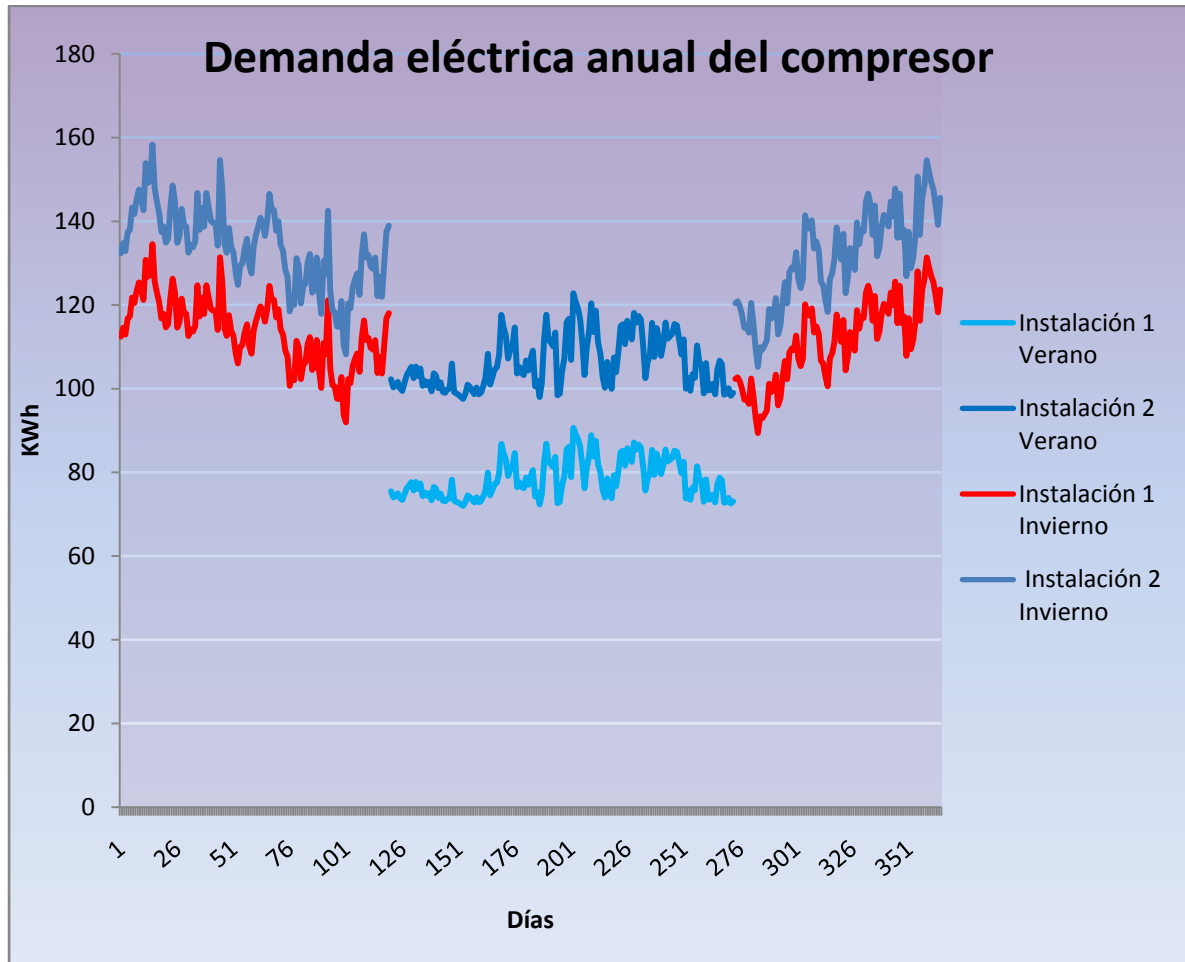


Figura 5. 7 Demanda eléctrica anual del compresor

Los consumos eléctricos del compresor,  $C_{comp}$ , son:

#### Instalación 1

- **Invierno** →  $C_{comp} = 23,89$  MWh.
- **Verano** →  $C_{comp} = 12,00$  MWh.

#### Instalación 2

- **Invierno** →  $C_{comp} = 28,11$  MWh.
- **Verano** →  $C_{comp} = 16,26$  MWh.

### 5.3.2.2 Cálculo de la potencia eléctrica de la bomba de impulsión

Este consumo afectará a la instalación 1. La ecuación que rige la potencia consumida por la bomba de impulsión es la siguiente:

$$\dot{W}_{bomba\ impulsión} = \frac{\dot{m}_{tot} \cdot \Delta P_{max}}{\rho_{agua} \cdot \eta_{bomba\ impulsión}} [W] \quad (47)$$

Donde:

$\eta_{bomba\ impulsión} \rightarrow$  Rendimiento de la bomba de impulsión ( $\eta_{bomba\ impulsión} = 0,6$ ).

Obteniendo los siguientes valores:

#### Invierno

$$\dot{W}_{bomba\ impulsión} = \frac{0,99 \left[ \frac{Kg}{s} \right] \cdot 73159 [Pa]}{1000 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] \cdot 0,6} = 110,95 W$$

#### Verano

$$\dot{W}_{bomba\ impulsión} = \frac{3,51 \left[ \frac{Kg}{s} \right] \cdot 109561 [Pa]}{1000 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] \cdot 0,6} = 640,23 W$$

Teniendo en cuenta el periodo de funcionamiento de los ventiladores (14 horas al día, 212 días en invierno y 153 días en verano), se obtiene que la energía eléctrica consumida anualmente por la bomba de impulsión es:

$$E_{bomba\ impulsión,inv} = 0,329 MWh$$

$$E_{bomba\ impulsión,ver} = 1,371 MWh$$

### 5.3.2.3 Cálculo de la potencia eléctrica de los ventiladores del fancoil

La potencia de los ventiladores la proporciona el fabricante, donde la potencia eléctrica total es de 3400 W.

Teniendo en cuenta el periodo de funcionamiento de la bomba (14 horas al día, 212 días en invierno y 153 días en verano), se obtiene que la energía eléctrica consumida anualmente es:

$$E_{\text{ventiladores}, \text{inv}} = 10,09 \text{ MWh}$$

$$E_{\text{ventiladores}, \text{ver}} = 7,28 \text{ MWh}$$

Finalmente, una vez calculados los consumos eléctricos, el COP medio anual es:

#### **Instalación 1**

– **Invierno:**

$$COP = \frac{61,87 \text{ [MWh]}}{23,89 \text{ [MWh]} + 0,329 \text{ [MWh]}} = 2,55$$

– **Verano:**

$$COP = \frac{52,42 \text{ [MWh]}}{12,00 \text{ [MWh]} + 1,37 \text{ [MWh]}} = 3,92$$

#### **Instalación 2**

– **Invierno:**

$$COP = \frac{66,8 \text{ [MWh]}}{28,11 \text{ [MWh]} + 10,09 \text{ [MWh]}} = 1,74$$

– **Verano:**

$$COP = \frac{56,71 \text{ [MWh]}}{16,26 \text{ [MWh]} + 7,28 \text{ [MWh]}} = 2,41$$

## 5.4 Comparativa económica

En el siguiente apartado se realizará un estudio económico en cuanto a presupuesto y consumo eléctrico de la bomba de calor.

### 5.4.1 Presupuesto suelo radiante.

A continuación se muestra una tabla con los elementos necesarios para la instalación del suelo radiante/ refrescante [ 7 ]:

PRESUPUESTO SUELO RADIANTE					
ARTICULO	CANTIDAD	UNIDAD VENTA	CANTIDAD ADQUIRIDA	PRECIO/ UNIDAD [€]	TOTAL [€]
Tubo polietileno reticulado 16 [mm] en metros	5044,26	200	5200	0,99	5148
Film anti humedad en [m <sup>2</sup> ]	655	200	800	0,62	496
Zócalo perimetral [m]	556,93	1,8	558	1,15	641,7
Panel aislante [m <sup>2</sup> ]	655	0,9594	655,2702	0,95	622,50
Grapas de fijación de panel aislante	1200	300	1200	0,1	120
Aditivo para mortero [l]	100	25	100	2,96	296
Colector de 12 vías*	4	1	4	420	1680
Colector de 7 vías*	1	1	1	300	300
Colector de 2 vías*	1	1	1	210	210
Actuadores electro térmicos	51	1	57	49	2793
Armario para colector 12 vías	4	190	4	190	760
Armario para colector 7 vías	1	165	1	165	165

<b>Armario para colector 2 vías</b>	1	165	1	165	165
<b>Bomba de impulsión hasa CO-350/15 M</b>	1	1	1	1158	1158
<b>Válvula mezcladora</b>	1	1	1	103	103
<b>Centralita de regulación frio calor</b>	1	1	1	167	167
<b>termostato</b>	31	1	31	53	1643
<b>Bomba de calor reversible, aire-agua, AERMEC modelo ANL [ 12 ]</b>	1	1	1	19230	19230
<b>Depósito de expansión WEL 100 ME</b>	1	1	1	351	351
<b>Mano de obra aprox</b>					16222,14

Tabla 5. 6 Presupuesto suelo radiante/ refrescante

\* El conjunto en material plástico incluye colector de impulsión con caudalímetros, colector de retorno con llaves de corte compatibles con actuadores electro térmicos. Tanto el colector de ida como el de retorno disponen de un conjunto de válvula automática de purga con tapón higroscópico, válvula de purga y llaves de llenado y vaciado; así como termómetros de cristal líquido y llaves de corte esfera de 1". El conjunto también incluye los soportes de fijación.

Obteniendo como resultado total **52.271,34 €**

Aplicando el 21% de IVA se obtiene un total de **63.248,32 €**

### 5.4.2 Presupuesto Bomba de calor aire-aire

A continuación se muestra el presupuesto para la bomba de calor aire-aire [ 9 ].

PRESUPUESTO BOMBA DE CALOR AIRE-AIRE					
ARTICULO	CANTIDAD	UNIDAD VENTA	CANTIDAD ADQUIRIDA	PRECIO/UNIDAD [€]	TOTAL [€]
Sistema de refrigeración exterior 10-350 MCDHO	1	1	1	11000	11000
11-035 MCDHKI CASSETE	3	1	3	1250	3750
11-025 MCDHKI CASSETE	7	1	7	1200	8400
10-025 MCDHWI MURAL	24	1	24	650	15600
Tubería doble aislada para refrigeración en [m]	186	20	10	166,4	1664
Mano de obra aprox					15808,4

Tabla 5. 7 Presupuesto bomba de calor aire-aire

Obteniendo un gasto en materiales de **56.222,4 €**

Aplicando el 21% de IVA se obtiene un total de **68.029,1 €**

### 5.4.3 Coste eléctrico anual

El coste eléctrico de cada instalación se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Coste_{eléctrico} = C_{KWh} \cdot (C_{invierno} + C_{verano}) \text{ [€]} \quad (48)$$

Donde:

$C_{KWh}$  → Precio unitario de la electricidad [€/kWh].

$C_{invierno}$  → Consumo eléctrico anual de la instalación en invierno [KWh].

$C_{\text{verano}}$  → Consumo eléctrico anual de la instalación en verano [KWh].

Se considera el consumo eléctrico anual del compresor de la bomba de calor más el consumo eléctrico de la bomba de impulsión o los ventiladores del fancoil (dependiendo de la instalación). Sabiendo que el consumo eléctrico total de cada instalación es:

**Instalación 1:** *Compresor más bomba de impulsión.*

- $C_{\text{Invierno}} = 24,21 \text{ MWh.}$
- $C_{\text{Verano}} = 13,37 \text{ MWh.}$

**Instalación 2:** *Compresor más ventiladores de fancoil*

- $C_{\text{Invierno}} = 38,20 \text{ MWh.}$
- $C_{\text{Verano}} = 23,54 \text{ MWh.}$

Teniendo en cuenta que el valor en € del KWh eléctrico es  $C_{\text{kWh}} = 0,145581 \text{ €/kWh}$  [ 11 ].

Introduciendo los datos en la ecuación (48), se obtiene que el coste eléctrico anual para cada instalación es:

**Instalación 1:**

$$Coste_{\text{eléctrico}} = 5.470,93 \text{ [€]}$$

**Instalación 2:**

$$Coste_{\text{eléctrico}} = 8.988,17 \text{ [€]}$$

## **7. CONCLUSIONES**



- El edificio a climatizar está situado en Madrid capital. Cuenta con una superficie de  $655,15 \text{ m}^2$  y un volumen de  $1965,45 \text{ m}^3$ . La envolvente se ha diseñado para cumplir las exigencias del CTE.
- Para el cálculo de carga térmica máxima del edificio, las temperaturas de diseño han sido para invierno una temperatura mínima exterior de  $-5,1 \text{ }^\circ\text{C}$  y una temperatura de confort de  $22 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para verano la temperatura máxima exterior ha sido de  $37 \text{ }^\circ\text{C}$  y la de confort de  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ . Obteniendo unos valores de carga térmica máxima en invierno de  $30,3 \text{ KW}$  y en verano de  $28,53 \text{ KW}$ .
- La demanda térmica anual del sistema de climatización es de  $113,87 \text{ MWh}$ , donde la demanda para el sistema en modo de calefacción es de  $61,87 \text{ MWh}$  y para refrigeración de  $52,42 \text{ MWh}$ .
- La temperatura impulsión del fluido en invierno es  $\theta_v = 38,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- La temperatura impulsión del fluido en verano es  $\theta_c = 13,03 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Los pasos que fijan el sistema son los de verano, para poder cubrir la demanda térmica en los dos modos de funcionamiento.
- La longitud de tubo total necesaria para los circuitos es  $L = 5044,26 \text{ m}$ .
- El flujo volumétrico total de la instalación es  $m_{H,total} = 3,51 \frac{\text{l}}{\text{s}}$ .
- La pérdida de carga máxima es  $\Delta P_{max} = 109,56 \text{ KPa}$ .
- La instalación de suelo radiante/ refrescante es más eficiente que la bomba de calor aire-aire. La instalación de suelo radiante tiene un COP anual de  $2,55$  en invierno y  $3,92$  en verano, frente a la instalación de bomba de calor por fancoil con un COP de  $1,74$  y  $2,41$  respectivamente.
- La instalación del suelo radiante requiere una inversión menor ( $63.248,32 \text{ €}$ ) que la instalación mediante bomba de calor por fancoil ( $68.029,10 \text{ €}$ ).
- Respecto al consumo eléctrico, la instalación por suelo radiante tiene un consumo eléctrico anual menor ( $5.470,93\text{€}$ ) que la instalación de bomba de calor por fancoil ( $8.988,17\text{€}$ ).

## **NOMENCLATURA**

## A

$A$ : Superficie del cerramiento en contacto con el exterior [ $m^2$ ] ..

$A_{solera}$  : Superficie de la solera [ $m^2$ ].

$A_{techo}$  : Superficie del techo [ $m^2$ ].

$A_{fachada}$  : Superficie de la fachada [ $m^2$ ].

$A_{ventanas}$  : Superficie de las ventanas [ $m^2$ ].

$A_{puertas}$  : Superficie de las puertas [ $m^2$ ].

$A_{pared.ext}$ : Superficie pared exterior [ $m^2$ ].

$A_{lvantanas}$  : Superficie de las ventanas [ $m^2$ ].

$A_{puerta.ext}$  : Superficie puertas exteriores [ $m^2$ ].

$A_F$ : Superficie de la zona habitada [ $m^2$ ].

$a_b$ : Factor de revestimiento del suelo.

$a_t$  : Factor de paso de acuerdo.

$a_U$  : Es el factor de recubrimiento.

$a_D$  : Factor de diámetro exterior del tubo.

## B

$B$  : Coeficiente característico expresado en [ $W/m^2 \cdot K$ ].

## C

$C_{p.aire}$  : Calor específico del aire [ $J/Kg \cdot K$ ].

$C_p$  : Calor específico del fluido caloportador [ $J/Kg \cdot K$ ].

$C_e$  : Coeficiente de expansión según la temperatura máxima del sistema.

$C_{refrigeración, sr}$  : Consumo eléctrico en refrigeración por el suelo radiante [KWh].

$C_{refrigeración, fc}$  : Consumo eléctrico en refrigeración por fancoil [KWh].

## D

$D_{int}$  → Diámetro interior del tubo [m].

## E

$e_h$ : Espesor del hormigón en la solera [m].

$e_m$ : Espesor de la capa del mortero de la solera [m].

$e_A$ : Espesor del aislante [m].

$e_b$ : Espesor de la baldosa del suelo [m].

$e_{betun}$  : Espesor capa de betún del techo [m].

$e_{C.compr}$  : Espesor capa de compresión del techo [m].

$e_{bovedil\ la}$  : Espesor bovedilla del techo [m].

$e_{M.cal}$  : Espesor de morteros de cal del techo [m].

$e_{ladrillo}$  : Espesor ladrillo [m].

## F

$f_G$ : Factor que depende de la relación  $\frac{S_U}{\lambda_E}$ .

$f$  : Factor de fricción.

## H

$h_{fg}$ : Calor latente de evaporación del agua [J/Kg].

$H$  : Altura de la bomba de impulsión [m].

$h_i$  : Entalpías de los puntos del ciclo [KJ/Kg].

## L

$L$  : Longitud de tubo para cada estancia [m].

$l$  : longitud entre el colector y la estancia a calefactar [m].

## M

$\dot{m}_{tot}$ : Gasto masico total [Kg/s].

$\dot{m}_H$ : Caudal de fluido en cada circuito [Kg/s].

$\dot{m}_{H,total}$ : Caudal total que circula por toda la instalación [Kg/s].

$m_{refrigerante}$ : Cantidad de refrigerante [Kg].

## P

$\Delta P$ : Pérdida de carga [Pa].

$P_M$ : Presión de la instalación [bar].

$P_m$ : Presión provocada por la gravedad [bar].

## Q

$Q$ : Potencia térmica [W].

$Q_{solera.inv}$ : Carga térmica de la solera en invierno [W].

$Q_{solera.ver}$ : Carga térmica de la solera en verano [W].

$Q_{techo.inv}$ : Carga térmica del techo en invierno [W].

$Q_{techo.ver}$ : Carga térmica del techo en verano [W].

$Q_{fachada.inv}$ : Carga térmica de la fachada en invierno [W].

$Q_{fachada.ver}$ : Carga térmica de la fachada en verano [W].

$Q_{evol.inv}$ : Carga térmica total de la envolvente en invierno [W].

$Q_{evol.ver}$ : Carga térmica total de la envolvente en verano [W].

$Q_{radiación}$ : Carga térmica por radiación [W].

$Q_{ventilación.sen}$ : Carga térmica sensible por ventilación [W].

$Q_{ventilación.sen.inv}$ : Carga térmica sensible en invierno [W].

$Q_{ventilación.sen.ver}$ : Carga térmica sensible en verano [W].

$Q_{ventilación.lat}$ : Carga térmica latente por ventilación [W].

$Q_{ventilación.inv}$ : Carga térmica de ventilación en invierno [W].

$Q_{ventilación.ver}$ : Carga térmica de ventilación en verano [W].

$Q_{iluminación}$ : Carga térmica por iluminación [W].

$Q_{equipos}$  : Carga térmica por equipos eléctricos [W].

$Q_{personas}$  : Carga térmica por personas [W].

$Q_{infiltración.inv}$  : Carga térmica por infiltraciones en invierno [W].

$Q_{infiltración.ver}$  : Carga térmica por infiltraciones en verano [W].

$Q_{inv,max}$  : Potencia térmica máxima a cubrir en invierno por el suelo radiante [W].

$Q_{ver,max}$  : Potencia térmica máxima a cubrir en verano por el suelo radiante [W].

$Q_{fancoil,ver}$  : Potencia térmica a cubrir en verano por el sistema de fancoil [W].

$Q_{fancoil,inv}$  : Potencia térmica a cubrir en invierno por el sistema de fancoil [W].

$q$ : Potencia térmica específica [W/m<sup>2</sup>]

$q_{inv,max}$  : Potencia térmica específica máxima en invierno [W/m<sup>2</sup>].

$q_{ver,max}$  : Potencia térmica específica máxima en verano [W/m<sup>2</sup>].

$q_G$  : Potencia térmica específica límite para un paso determinado [W/m<sup>2</sup>].

$q_{G;0,375}$  : Es el flujo térmico límite para un paso de 0,375 [m].

$q_{des}$  : Potencia térmica específica de diseño [W/m<sup>2</sup>].

## R

$R_{suelo}$  : Resistencia térmica del suelo [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_{techo}$  : Resistencia térmica del techo [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_{muros}$  : Resistencia térmica de los muros [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_{ventanas}$  : Resistencia térmica de las ventanas [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_u$  : Resistencia térmica por debajo de los tubos [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_0$  : Resistencia térmica por encima de los tubos [m<sup>2</sup> · K/W].

$R_{\lambda,B}$  : Resistencia térmica del revestimiento del suelo [m<sup>2</sup> · K/W].

$Re$  : Número de Reynolds.

## S

$s_R$  : Espesor del tubo de suelo radiante [m].

$s_U$  : Espesor de la capa de mortero por encima del tubo [m].

$S_{tubo}$  : Sección del tubo [m<sup>2</sup>].

## T

$\Delta T$  : Incremento de temperatura [°C ].

$T_{confort .inv}^a$  : Temperatura de confort en invierno [°C ].

$T_{suelo}^a$  : Temperatura del suelo [°C ].

$T_{confort .ver}^a$  : Temperatura de confort en verano [°C ].

$T_{min .ext}^a$  : Temperatura mínima exterior [°C ].

$T_{max .ext}^a$  : Temperatura máxima en verano [°C ].

$T_{evaporación}$  : Temperatura de evaporación [°C ].

$T_{condensación}$  : Temperatura de condensación [°C].

$T$  : Paso de tubos [m].

## U

$U$  : Coeficiente global de transmisión térmica [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$U_{solera}$  : Coeficiente global de transmisión térmica de la solera [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{lim.solera}$  : Coeficiente global de transmisión térmica límite de la solera [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{techo}$  : Coeficiente global de transmisión térmica del techo [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{lim.techo}$  : Coeficiente global de transmisión térmica límite del techo [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{muros}$  : Coeficiente global de transmisión térmica de los muros [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{lim.muros}$  : Coeficiente global de transmisión térmica límite de los muros [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$U_{ventanas}$  : Coeficiente global de transmisión térmica de las ventanas  $[W/m^2 \cdot K]$ .

$U_{lim.ventanas}$  : Coeficiente global de transmisión térmica límite de las ventanas  $[W/m^2 \cdot K]$ .

$U_{fachada}$  : Coeficiente global de transmisión térmica de la fachada  $[W/m^2 \cdot K]$ .

$U_{puertas}$  : Coeficiente global de transmisión térmica de las puertas  $[W/m^2 \cdot K]$ .

## **V**

$V$  : Velocidad del fluido  $[m/s]$ .

$V_{expansion}$  : Volumen del depósito de expansión  $[m^3]$ .

$V_{instalación}$  : Volumen de la instalación  $[m^3]$ .

## **W**

$ws_e$  : Humedad específica del aire exterior  $[Kg_{vapor}/Kg_{aire húmedo}]$ .

$ws_i$  : Humedad específica del aire interior  $[Kg_{vapor}/Kg_{aire húmedo}]$ .

$W_{compresor,elec}$  : Potencia eléctrica requerida por el compresor  $[W]$ .

$\dot{w}_{compresor}$  : Es la potencia térmica específica del compresor  $[W]$ .

$\alpha$  : Coeficiente de transmisión térmica  $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ .

$\theta_i$  : Temperatura de confort de la estancia  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_v$  : Temperatura de impulsión del fluido en calefacción  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_{F,m}$  : Temperatura de la superficie del suelo  $[^{\circ}C]$ .

$\Delta\theta_H$  : Desviación media de la temperatura aire-agua  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_u$  : Temperatura interior de la planta inferior  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_R$  : Temperatura de retorno del fluido  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_{C,in}$  : Temperatura de impulsión del fluido  $[^{\circ}C]$ .

$\theta_{C,out}$  : Temperatura de retorno del fluido  $[^{\circ}C]$ .



$\Delta\theta_{V,max}$  : Es la diferencia de temperatura de diseño máximo entre el flujo del fluido y la temperatura de la estancia [°C].

$\Delta\theta_{H,j}$  : Es la diferencia logarítmica media entre el fluido de calefacción y la estancia, para cada habitación [°C].

$\Delta\theta_{V,des}$  : Diferencia de temperatura entre la temperatura del flujo del fluido y la estancia de diseño [°C].

$\Delta\theta_{C,lim}$  : Temperatura media logarítmica media límite para refrigeración [°C].

$\Delta\theta_{C,des}$  : Temperatura media logarítmica media de diseño para refrigeración [°C].

$\Delta\theta_{C,in,des}$  : Valor de diseño de la diferencia de temperatura entre la habitación y el promedio de la temperatura del fluido caloportador [°C].

$\lambda_h$  : Conductividad térmica del hormigón [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_m$  : Conductividad térmica del mortero [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_A$  : Conductividad del aislante [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_b$  : Conductividad térmica de la baldosa [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_{betun}$  : Conductividad térmica del betún [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_{C.compr}$  : Conductividad térmica de la capa de compresión del techo [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_{bovedilla}$  : Conductividad térmica de la bovedilla del techo [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_{M.cal}$  : Conductividad térmica del mortero de cal [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_{ladrillo}$  : Conductividad térmica del ladrillo [ $W/m \cdot K$ ].

$\lambda_E$  : Conductividad térmica de la capa de mortero por encima del tubo [ $W/m \cdot K$ ].

$\rho_{aire}$  : Densidad del aire [ $Kg/m^3$ ]

$\rho_{agua}$  : Densidad del agua [ $Kg/m^3$ ].

$\sigma$  : Diferencia de temperatura entre la impulsión y el retorno del fluido [°C].

$\sigma_j$  : Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del fluido por estancia [°C].

$\sigma_C$  : Diferencia de temperaturas entre  $\theta_{C,in}$  y  $\theta_{C,out}$  para refrigeración [°C].

$\varphi$  : factor de conversión para todos los valores de temperaturas  $\theta_{F,max}$  y  $\theta_i$ .

$\mu$  : Viscosidad cinemática.

$\epsilon$ : Reugosidad absoluta [mm].

$\eta_i$  : Rendimiento indicado.

$\eta_{mec}$  : Rendimiento mecánico.

$\eta_{elec}$  : Rendimiento eléctrico.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- [ 1 ] Código técnico de la edificación (CTE), 2006.
- [ 2 ] Norma básica de la edificación NBE-CT-79, 1979.
- [ 3 ] UNE-EN-1264, Sistemas de calefacción y refrigeración de circulación de agua en superficies, 2013.
- [ 4 ] Medición de la temperatura y respuesta térmica del suelo en Madrid, 2008.
- [ 5 ] Reglamento de las instalaciones térmicas en edificios (RITE), 2011.
- [ 6 ] Manual técnico de climatización invisible Uponor, 2014.
- [ 7 ] Aplicaciones de calefacción y climatización Uponor, 2014.
- [ 8 ] Catálogo general bombas Hasa 2014.
- [ 9 ] Soluciones integrales de climatización Saunier Dual, 2014.
- [ 10 ] <http://www.tecnia.es>, última entrada junio 2015.
- [ 11 ] <http://www.chcenergia.es>, última entrada junio 2015.
- [ 12 ] AERMEC, Catálogo de bombas de calor aire-agua, 2015.
- [13] Norma UNE 149201. Abastecimiento de agua. Dimensionado de instalaciones de agua para consumo humano dentro de los edificios, 2008.
- [ 14 ] Apuntes instalaciones térmicas de compresión mecánica de vapor, 2011.
- [ 15 ] Norma UNE 100155, Climatización. Diseño y cálculo de sistemas de expansión, 2004.